

VŠB - Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Institut dopravy



Návrh jeřábu savky

Design for Draft Tube Crane

Student:

Bc. Petr Mrázek

Vedoucí diplomové práce:

doc. Ing. Aleš Slíva, Ph.D.

Ostrava 2014

VŠB - Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Institut dopravy

Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Petr Mrázek**
Studijní program: N2301 Strojní inženýrství
Studijní obor: 3909T001 Konstrukční a procesní inženýrství
Specializace: 35 Dopravní stroje a manipulace s materiálem
Téma: **Návrh jeřábu savky**
Design for Draft Tube Crane

Zásady pro vypracování:

- 1) Rešerše vhodného řešení zvedacího zařízení
- 2) Návrh řešení manipulace s tabulí savky
- 3) Technologické výpočty
- 4) Pevnostní výpočty
- 5) Konstrukční řešení jeřábu savky

Seznam doporučené odborné literatury:

Dražan, F., Jeřábek, K.: Manipulace s materiálem. Praha: SNTL Praha. 1974.
Firemní materiály a materiály z odborných publikací.
Polák, J., Pavliska, J., Slíva, A.: Dopravní a manipulační zařízení I. Ostrava: ES VŠB-TU Ostrava. 2001.
Fiala, J.: Strojnické tabulky I až III. Praha: SNTL Praha. 1989.

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí diplomové práce: **doc. Ing. Aleš Slíva, Ph.D.**

Datum zadání: 13.12.2013

Datum odevzdání: 01.10.2014

doc. Ing. Aleš Slíva, Ph.D.
vedoucí katedry

doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty

Prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě

.....

Podpis student

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména §35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a §60 – školní dílo.
- беру на ве́домі́, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen VŠB-TUO) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že diplomová práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- было́ сже́днано, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu §12 odst. 4 autorského zákona.
- было́ сже́днано, že užít své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- беру на ве́домі́, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě

.....

podpis student

ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

Mrázek, P. Návrh jeřábu savky: diplomová práce. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Institut dopravy, 2014, 89 s. Vedoucí práce: doc. Ing. Aleš Slíva, Ph.D.

Diplomová práce se zabývá návrhem jeřábu savky pro MVE Tahtakorpu v Azerbajdžánu. Úvod práce obsahuje rešerši kladkostrojů, její princip, rozdělení a popis příslušenství. Praktická část obsahuje analýzu a výpočty, vlastnosti a konstrukční řešení kladkostroje. Součástí je výkresová dokumentace částí kladkostroje včetně výpočtů MKP.

ANNOTATION OF THESIS

Mrázek, P. Design for draft tube crane. Ostrava: VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Institute of Transport, 2014, 89 p. Thesis head: doc. Ing. Aleš Slíva, Ph.D.

This thesis deals with the design of the crane for draft tube of MVE Tahtakorpu in Azerbaijan. The thesis contains a description of hoists, its principles, classification and description of accessories. The practical part contains an analysis and calculations, properties, and design solutions of hoist. Includes drawings of hoist's parts including FEM analysis.

Obsah

Použité zkratky.....	4
1. Úvod.....	9
1.1. Stručný přehled vývoje zdvihacích zařízení.....	9
1.2. Rozdělení zdvihacích zařízení.....	9
1.3. Rozdělení současných kladkostrojů dle pohonu	10
1.3.1. Ručně poháněné kladkostroje.....	10
1.3.2. Kladkostroje poháněné motorem	12
1.4. Rozdělení současných kladkostrojů dle prostředku pro přenos síly.....	12
1.4.1. Lanové.....	12
1.4.2. Řetězové.....	13
1.5. Používané kladky	14
1.6. Varianty kladkostrojů.....	15
1.6.1. Nosný prvek.....	15
1.6.2. Druh zavěšení.....	15
1.6.3. Uložení bubnu	16
1.6.4. Pohyb pojezdu.....	16
1.7. Elektrické lanové kladkostroje.....	17
1.8. Typy pojezdových mechanismů elektrických lanových kladkostrojů	18
1.8.1. Převodový elektromotor pojezdu v ose pojezdového kola.....	18
1.8.2. Převodový elektromotor pojezdu v ose spojovací hřídele s pastorky	19
1.8.3. Varianta pojezdu se dvěma pojezdovými motory na jedné straně kladkostroje	19
2. Výpočet a volba materiálu hlavních částí	20
2.1. Volba pracovních podmínek kladkostroje.....	21
2.1.1. Výsledná bezpečost.....	21
2.1.2. Poměrné zatížení	22
2.1.3. Dynamický součinitel zdvihu.....	22
2.2. Výpočet lana	23
2.2.1. Lanový převod	23
2.2.2. Výpočet délky lana.....	25
2.2.3. Hmotnost částí zvedaných s břemenem	25
2.2.4. Statická síla v laně.....	25
2.2.5. Dynamická síla v laně	25
2.2.6. Jmenovitá únosnost lana	26

2.2.7.	Kontrola pevnosti zvoleného lana	26
2.3.	Kladnice	27
2.3.1.	Vodící kladka	27
2.3.2.	Hák	29
2.3.3.	Výpočet navržené kladnice pomocí MKP	31
2.4.	Návrh průměru vyrovnávací kladky	36
2.4.1.	Podklady pro výrobní výkresy vyrovnávací kladky	36
2.5.	Lanový buben	37
2.5.1.	Účinnost lanového bubnu	37
2.5.2.	Výpočet průměru roztečné kružnice bubnu	37
2.5.3.	Výpočet minimální tloušťky stěny bubnu	38
2.5.4.	Tvar drážkování na bubnu	39
2.5.5.	Pevnostní výpočet bubnu	40
2.5.6.	Uchycení lana na bubnu	48
3.	Návrh mechanismu zdvihu	51
3.1.	Celková účinnost	51
3.2.	Potřebný výkon el. Motoru	51
3.3.	Požadované otáčky lanového bubnu	51
3.4.	Celkový převodový poměr	52
3.5.	Kontrola motoru	53
3.6.	Brzda	56
4.	Návrh mechanismu pojezdu	57
4.1.	Schéma	58
4.2.	Určení hmotnosti protizávaží	58
4.3.	Otáčky hnacího kola	62
4.4.	Síla působící na jedno kolo	62
4.5.	Maximální únosnost pojezdového kola	63
4.6.	Odpor pojíždějících kol	63
4.7.	Výkon nutný k pojezdu kladkostroje	64
4.8.	Celková účinnost pojezdu	65
4.9.	Kontrola motoru pojezdu	65
4.10.	Výpočet brzdy pohonu	67
5.	Kontrolní výpočet hrazení savky	68
5.1.	Úvod	68

5.2.	Popis hrazení savky	69
5.3.	Popis výpočtu	71
5.4.	Materiálová kritéria	71
5.5.	Výsledky výpočtů pro jednotlivé provozní stavy tabule	72
5.5.1.	Zatížení vlastní hmotností	72
5.5.2.	Zatížení od přetlaku vody	74
5.5.3.	Zatížení oka tabule při vyhrazování	75
5.6.	Výsledky výpočtů aretace	77
5.6.1.	Zatížení od hmotnosti tabule	77
5.7.	Výsledky výpočtů dráhy kladkostroje	79
5.7.1.	Zatížení od hmotnosti kladkostroje	79
5.8.	Zatížení hmotností kladkostroje a tabule	80
5.9.	Shrnutí výsledků	82
5.9.1.	Výsledky výpočtů tabule	82
5.9.2.	Výsledky výpočtů aretace	82
5.9.3.	Výsledky výpočtů nosníku	83
6.	Závěr	84
7.	Seznam obrázků	85
8.	Použitá zdroje	87
9.	Použité normy	88
10.	Přílohy	89

Použité zkratky

$F_{Bmin} [N]$	minimální statické zatížení ložiska
$F_{Smin} [N]$	minimální statická síla v laně
$F_{str} [N]$	střední zatížení ložiska
$F_{vstr} [N]$	výpočtové zatížení ložiska
$A_O [mm^2]$	plocha jádra šroubu
$D_1 [mm]$	dolní průměr lanové drážky bubnu
$D_b [mm]$	zvolený průměr lanového bubnu
$D_{bmin} [mm]$	minimální průměr lanového bubnu
$D_{kvodmin} [mm]$	minimální průměr vodící kladky
$D_{kvyrmin} [mm]$	minimální průměr vyrovnávací kladky
$D_p [mm]$	průměr pojezdového kola
$F_{\check{S}P} [N]$	potřebná osová síla ve šroubech
$F_D [N]$	dynamická síla v laně
$F_{LZ} [N]$	zmenšená tažná síla
$F_{RA} [N]$	reakční síla v bodě A
$F_{RB} [N]$	reakční síla v bodě B
$F_{Ul} [N]$	jmenovitá únosnost lana
$F_{eo} [N]$	statické ekvivalentní zatížení ložiska
$F_{evod} [N]$	statické ekvivalentní zatížení ložiska vod. kladky
$F_{gk} [N]$	tíha kladkostroje
$F_{gt} [N]$	tíha břemene
$F_{lmin} [N]$	minimální síla při přetržení
$I_M [kg \cdot m^{-2}]$	rozběhový moment motoru zdvihu
$K_{max} [N]$	maximální únosnost pojezdového kola
$K_{poj} [MPa]$	součinitel pojezdového kola

Diplomová práce

M_A [Nm]	reakční moment k bodu A
M_{BR} [Nm]	brzdňý moment
M_O [Nm]	ohybový moment šroubu
M_{Omax} [Nm]	maximální ohybový moment působící na plášť bubnu
M_Q [Nm]	statický moment břemena
M_{kb} [Nm]	krouťící moment na hřídeli lanového bubnu
M_{kz} [Nm]	krouťící moment motoru zdvihu
M_{roz} [Nm]	rozběhový moment motoru zdvihu
M_{zp} [Nm]	zrychlující moment posouvajících se hmot
M_{zr} [Nm]	zrychlující moment rotujících hmot
P_{PO} [kW]	výkon nutný k pojezdu kladkostroje
P_{mz} [kW]	výkon motoru zdvihu
P_z [kW]	potřebný výkon motoru zdvihu
Q_c [kg]	hmotnost jmenovitého břemene
Q_p [kg]	hmotnost průměrného břemene
R_{Pl} [MPa]	jmenovitá pevnost lana
R_k [mm]	poloměr pojezdového kola
S_K [mm ²]	průřez kolíků
S_Z [mm ²]	plocha boku zubu
W_O [mm ³]	modul průřezu jádra šroubu
W_{k1} [mm ³]	průřezový modul pro krut
W_o [mm ³]	průřezový modul pro ohyb
W_{oj} [mm ³]	průřezový modul jádra šroubů
b_p [mm]	účinná šířka pojezdového kola
d_g [mm]	průměr jádra šroubu
d_l [mm]	zvolený průměr lana

Diplomová práce

d_n [mm]	průměr náboje lanového bubnu
f_{ξ} [–]	součinitel čepového tření pojezdových kol
f_n [–]	součinitel počtu otáček
g_p [%]	poměrné zatížení
i_k [–]	převod kladkostroje
i_z [–]	účinnost motoru zdvihu
k_1 [–]	součinitel pracovních podmínek
k_2 [–]	součinitel bezpečnosti
k_3 [–]	součinitel spolehlivosti materiálu
k_l [–]	součinitel bezpečnosti lana kladkostroje s motorickým pohonem
k_v [–]	výsledná bezpečnost
l_h [mm]	délka hladké části lanového bubnu
l_b [mm]	celková délka lanového bubnu
l_p [m]	délka ramena ohybu části šroubu od středu lana ke středu stěny bubnu
l_s [mm]	délka středové části bubnu
l_z [mm]	délka závitové části lanového bubnu
m_{br} [kg]	hmotnost břemene
m_{kl} [kg]	hmotnost kladkostroje
m_m [kg]	hmotnost motoru zdvihu
n_2 [min ⁻¹]	výstupní otáčky motoru zdvihu
n_{ξ} [–]	počet šroubů v příložkách
n_B [–]	otáčky bubnu
n_l [–]	počet nosných průřezů lana
n_{poj} [s ⁻¹]	otáčky motoru pojezdu
s_b [mm]	zvolená tl. stěny pod lanovou drážkou
s_{bmin} [mm]	minimální tl. stěny pod lanovou drážkou
s_v [mm]	tloušťka stěny lanového bubnu

Diplomová práce

t_a [s]	doba rozběhu motoru zdvihu
v_p [m · min ⁻¹]	pojezdová rychlost
v_z [m · min ⁻¹]	rychlost zdvihu
$v_{zskutečná}$ [m · min ⁻¹]	skutečná rychlost zdvihu
w_{LH} [mm ³]	počet ložisek háku
z_b [mm]	počet závitů lanového bubnu pro navinutí
$z_{záv}$ [mm]	počet závěrných závitů lanového bubnu
α_B [–]	součinitel lanový buben
α_{kvod} [–]	součinitel vod. kladky
α_{kvyr} [–]	součinitel vyrovnáv. kladky
α_p [°]	úhel opásání
α_z [°]	sklon zubu
δ_h [–]	dynamický součinitel zdvihu
η_{1l} [–]	účinnost jedné kladky na pevné ose
η_{CP} [–]	účinnost pojezdového motoru
η_b [–]	účinnost lanového bubnu
η_c [–]	celková účinnost
η_l [–]	účinnost lanového převodu
η_{mpz} [–]	účinnost převodového motoru zdvihu
η_{mz} [–]	účinnost motoru zdvihu
η_{pz} [–]	účinnost převodovky zdvihu
$\sigma_{\check{c}b}$ [MPa]	napětí na čele lanového bubnu
σ_b [MPa]	kombinované napětí pláště lanového bubnu
σ_{bd} [MPa]	napětí pláště lanového bubnu vyvolané vnějším přetlakem
σ_{bo} [MPa]	ohybové napětí pláště lanového bubnu
σ_c [MPa]	celková napětí ve šroubu
σ_{ob} [MPa]	ohybové napětí působící na plášť lanového bubnu

$\sigma_{red} [MPa]$	redukované napětí podle teorie HMM
$\tau_K [MPa]$	smykové napětí kolíků
$\tau_{Kb} [MPa]$	smykové napětí na plášti bubnu
$\tau_s [MPa]$	smykové napětí čepu bubnu
$e [-]$	součinitel valivého tření
$g [m \cdot s^{-2}]$	tíhové zrychlení
$r [mm]$	poloměr čepu pojezdového kola
$w [-]$	počet vodících kladek
$z [-]$	počet větví lanového převodu
$\aleph [-]$	součinitel tření náloží jeřábové kočky o kolejnice pro valivé uložení
$G [kg]$	hmotnost kladnice
$L [m]$	délka lana
$Q [kg]$	maximální hmotnost břemene
$S [N]$	maximální tah v lanu
$a [m \cdot s^{-2}]$	zrychlení motoru zdvihu
$t [mm]$	rozteč závitů lanového bubnu
$\gamma [-]$	momentová přetížitelnost
$\varepsilon [-]$	zatěžovatel
$\tau [MPa]$	smykové napětí hřídele lanového bubnu

1. Úvod

Na mnoha technických pracovištích vzniká potřeba k přemísťování materiálu, strojů, surovin apod. Dopravované hmoty mají různé parametry, taktéž vzdálenosti, na něž se přemísťují se liší. K těmto účelům jsou používány nejrozličnější zdvihací zařízení.

1.1. Stručný přehled vývoje zdvihacích zařízení

Na začátku lidského vývoje se břemena přemísťovala pouze lidskou silou. Postupně vznikaly pomocné prostředky a zařízení, zejména pro přemísťování těžších břemen, kterými si člověk práci usnadňoval. Tato zařízení byla zprvu poháněna lidskou nebo zvířecí silou, které byly později nahrazeny silou větru či vody.

Mechanické energie se začalo pro zvedání břemen používat nejprve v hornictví. Vznikly první jeřáby, které měly ovšem omezenou nosnost. Větší nosnosti jeřábů se podařilo dosáhnout až objevením parního pohonu. Nejrychleji se zdvihací zařízení začínou vyvíjet po objevení elektropohonu. Tento pohon přináší řadu výhod po provozní i ekonomické stránce. V dnešní době se nosnosti jeřábů mohou pohybovat i přes 400 t.

1.2. Rozdělení zdvihacích zařízení

Podle způsobu práce, dopravované vzdálenosti a konstrukčního provedení se zdvihací zařízení dělí na:

- Zdvihadla - přemísťují břemena pouze ve svislém směru
- Jeřáby - přemísťují břemena ve svislém i vodorovném směru
- Výtahy

Ačkoli se jednotlivé druhy od sebe mnohdy hodně liší, zejména pak po konstrukční stránce, protože jsou řešeny pro značné rozdílné hmotnosti i charakter břemen, odlišné způsoby dopravy a pracovní podmínky, mnoho těchto zařízení má stejné pracovní prvky.



Obrázek 1 Stavební výtah [13]

1.3. Rozdělení současných kladkostrojů dle pohonu

1.3.1. Ručně poháněné kladkostroje

Jsou to plně přenosné zařízení, které se používá většinou pro drobné opravárenství, při kusové montáži či při havarijních situacích. Jako nosného orgánu použito textilních či ocelových lan nebo článkových řetězů. Kladkostroje s ručními pohony zdvihu nebo pojezdu patří do skupiny jednoduchých kladkostrojů. Umisťují se do méně vytížených provozů s nenáročnou manipulací břemen. Mezi jejich výhody patří nízká cena, dlouhá životnost, snadná manipulace s kladkostrojí, mobilita kladkostrojů (přenos mezi různými pracovišti), snadná údržba. U těchto kladkostrojů nehrozí možnost poškození elektrických částí nebo poranění elektrickým proudem.

a) násobné

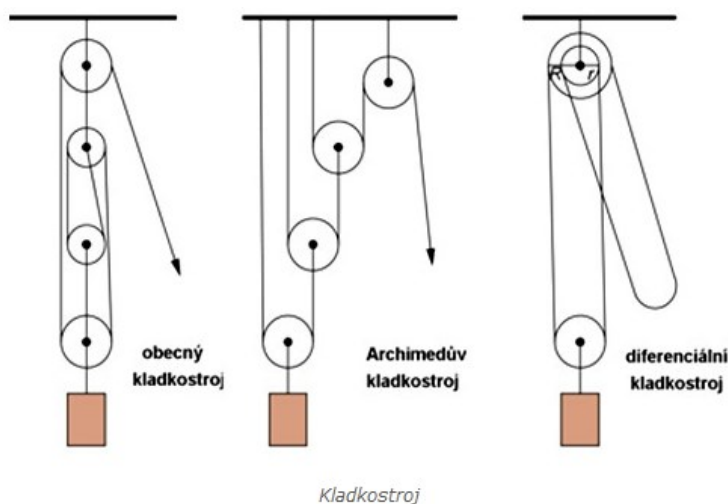
- jeden až tři páry pevných a volných kladek,
- kladnice= volné kladky s postranicemi a hákem,
- s počtem kladek klesá účinnost (jedna kladka $\eta = 96\%$)
- nemá zařízení pro zadržení břemena v určité výši bez tahu za zdvihací lano

b) šroubové

- Dosahují značného převodu při poměrně malých rozměrech
- vyrábějí se pro nosnost od 500 do 25 000kg a zdvih až 10 m
- mají účinnost $\eta = 0.55$ až 0.7 (při úhlu stoupání šroubu 18° - 20°).
- zvedacím orgánem je řetěz

c) S čelními koly

- Převod dvěma nebo třemi páry čelních ozubených kol
- mají účinnost $\eta = 0.75$ až 0.85
- vyrábějí se pro nosnost od 250 do 10 000 kg a zdvih až 10 m (pro nosnost nad 2500 kg mívají volnou kladku)
- zvedacím orgánem je řetěz



Obrázek 2 Rozdělení kladkostrojů [14]



Obrázek 3 Ruční kladkostroj [15]

1.3.2. Kladkostroje poháněné motorem

Používají se v průmyslu, zemědělství a obchodu. Mohou mít robustní nebo lehkou konstrukci, podle způsobu jejich použití. Motorové pohony se používají pro zvýšení efektivity a rychlosti práce. Využívají se hlavně pro kladkostroje s vyšší nosností. S těžšími břemeny se díky motorovým pohonům snadněji a bezpečněji manipuluje a v náročných a vytížených provozech jsou tyto pohony nezbytné. Podle prostředí se mohou použít různé druhy pohonů.

Kladkostroje mohou být opatřeny pohony: elektrickými, pneumatickými a hydraulickými. Mezi kritéria výběru druhu pohonu nejčastěji patří: pracovní prostředí, druh dodávané energie, cenová dostupnost typu kladkostroje, nosnost kladkostroje. Nejčastěji se používá elektrický pohon pro jeho jednoduchou obsluhu, vysokou životnost a snadnou obsluhu a čistotu dodávané energie. Další typy pohonů jsou náročnější na údržbu. Je možné kombinovat různé pohony dohromady.



Obrázek 4 Mostový jeřáb Demag [16]

1.4. Rozdělení současných kladkostrojů dle prostředku pro přenos síly

1.4.1. Lanové

Lano, jako zdvihací prostředek, se používá pro větší rychlosti zdvihu, je pružnější a méně hlučné než řetěz. Lana jsou normalizovaná a navíjejí se na lanový buben. Při větších zatížení se používá lano menších průřezů při využití více kladkového systému. Používají se převážně lana ocelová, ale mohou to být i lana konopná či textilní.



Obrázek 5 Kladkostroj lanový [17]

1.4.2. Řetězové

Při použití řetězu se musí brát ohled na rychlost zdvihu kladkostroje. Rychlost zdvihu je omezena vzhledem k vlastnostem řetězu. Výhody řetězu jsou v jeho větší odolnosti proti otěru, žáru, korozi a nešetnějšímu zacházení. Oproti lanovým bubnům se používá pouze ozubená kladka, takže systém řetězového kladkostroje je jednodušší a kompaktnější.



Obrázek 6 Kladkostroj řetězový [18]

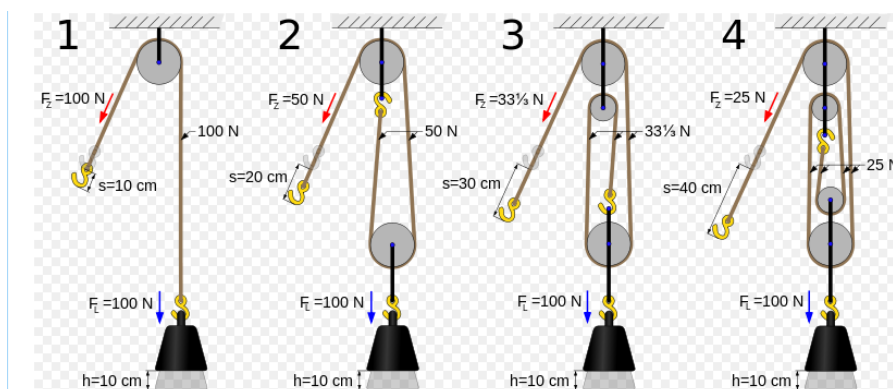
1.5. Používané kladky

a) Pevná kladka

Pevná kladka je upevněna na nějaké konstrukci a umožňuje jednak volný posun lana (řetězu), jednak změnu jeho směru, a to bez velkých ztrát. Kladka je v rovnováze, pokud na oba konce lana působí stejné síly. Při ručním zvedání břemen je výhodnější působit silou dolů, protože člověk může působit svou vlastní vahou.

Pro některá použití je třeba vyloučit zpětný pohyb. Kladka může být blokována západkou, jenže lano by po ní mohlo sklouznout; proto se místo lana používá řetěz a kladka má po obvodě zuby nebo palce, které zapadají do jednotlivých ok řetězu.

Pevné kladky také umožňují pohyb závěsného vozíku po napjatém laně jako u lanovky



Obrázek 7 Pevná kladka [19]

b) Volná kladka

Volná kladka je zavěšena na laně, jehož jeden konec je upevněn a na druhý působí síla. Břemeno se zavěšuje na třmen kladky, která působící sílu zdvojnásobuje, ovšem za cenu dvojnásobně dlouhé dráhy působení. K váze břemene se přičítá váha volné kladky a přenos síly není beze ztrát. Samotná volná kladka se používá při napínání drátů a lan, například vrchního vedení (troleje) na železnici, v horolezectví i jinde. Při zvedání břemen by síla musela působit směrem vzhůru, proto se volná kladka obvykle kombinuje s pevnou, čímž vzniká jednoduchý kladkostroj



Obrázek 8 Volná kladka [19]

1.6. Varianty kladkостrojů

1.6.1. Nosný prvek

- a) Ocelové lano
 - nižší hmotnost
 - nízká hlučnost
 - nižší cena
- b) Svařovaný řetěz
 - citlivost proti rázům
 - neklidný chod (většinou do 0,1 m.s⁻¹)
 - menší zastavovací prostor (odpadá lanový buben)

1.6.2. Druh zavěšení

- a) Přímé zavěšení
 - jeden konec lana je navíjen na buben a druhý je volný
- b) Volná kladka
 - jeden konec navíjen na buben přes kladku, druhý fixován
- c) Lanový převod
 - Použit větší počet kladek
 - Tíha břemena zachyceny větším počtem průřezů lana
 - Pro větší zatížení

1.6.3. Uložení bubnu

- a) Vodorovně
 - Buben je uložen vodorovně s nosníkem
- b) Příčně
 - Buben uložen příčně k nosníku

1.6.4. Pohyb pojezdu

- a) Řetězové kolo a válečkový řetěz
 - Kompaktnější konstrukce
 - Přesnější práce s břemenem
 - Konstrukčně náročnější
- b) Přímé napojení na pojezdové kolo
 - Jednoduchá konstrukce
 - Nelze regulovat rychlost pojezdu
- c) Ozubená kola na hřídeli
 - Lze regulovat rychlost i přenášený moment
 - Plynulý chod
 - Náročnější výroba ozubených kol



Obrázek 9 Ruční pojezd [20]

1.7. Elektrické lanové kladkostroje

Kladkostroje se vyrábějí buď jako podvěsné nebo se zkrácenou stavební výškou. Podvěsné mají lanový buben umístěn pod pojezdovými koly a pod příčným nosníkem jeřábu. Kladkostroje se zkrácenou stavební výškou mají lanový buben na úrovni příčného nosníku jeřábu, přibližně v ose pojezdových kol. Nevýhodou těchto kladkostrojů je, že celý kladkostroj je umístěn pod příčným nosníkem, což při stejné výšce pojezdové dráhy jeřábu snižuje výšku zdvihu, tedy pro stejný zdvih musí být jeřábová dráha vyšší. Toto značně zvyšuje náklady na stavbu haly, která pak musí být vyšší než hala pro jeřáb s kladkostrojem se zkrácenou stavební výškou. Výhodou podvěsných kladkostrojů je menší hmotnost. Není totiž třeba použití protizávaží, jak je tomu u zkrácených kladkostrojů. V tomto případě je protizávaží nutné, neboť těžiště pohonu zdvihacího ústrojí i lanového bubnu není v ose příčného nosníku, jak je tomu u podvěsných, ale je vedle něj a bez protizávaží by se kladkostroj převažoval na jednu stranu. Výrobou obou typů kladkostrojů se zabývá mnoho firem, např. GIGA, Stahl, ABUS, ELMOT atd.

Kladkostroje nejsou využívány jen ve strojírenství, ale i v mnoha jiných odvětvích. Dovedou umožnit zvedání různých břemen různé hmotnosti velice jednoduchou konstrukcí několika kladek. Tyto kladky mohou být pevné, volné, nebo vyrovnávací. Ovšem, všechny tyto jednotlivé kladkostroje, ať jednoduché pro malá břemena, nebo složité pro velice hmotná tělesa. V poslední době se kladkostroje vybavují elektromotory, pro jednodušší a méně náročnou manipulaci s břemeny, kdy právě kombinací více kladek, lze také dosáhnout menšího zatížení elektromotoru a následně na daný agregát nemusí vynaložit takové požadavky jako kdyby bylo do kladkostroje dáno menší množství převodu přes kladky. Podle zadaných parametrů jsem měl navrhnout kladkostroj, který splňuje dané požadavky. Tato práce je vytvořena na základě zadání na návrh kladkostroje, který bude využit pro zvedání a přesouvání břemen do hmotnosti 5 000kg. Kladkostroj vznikl postupným vývojem a vylepšeními od základního zdvihacího zařízení, což byla kladka. Kladka vznikla za účelem ulehčení nebo celkově umožnění manipulace s materiálem. Postupnou modernizací a vývojem lidstva bylo potřeba vytvoření primitivních pomocných prostředků pro manipulaci s velkými náklady, na které nestačila lidská síla. V této chvíli začala vznikat nejjednodušší manipulační zařízení jako kladka, systém páky a další. Systém kladky je využití oběžné síly po obvodu kola, které způsobí změnu směru síly. Skládá se z oběžného kola s drážkou uprostřed šířky a prostředkem pro přenos síly. Dalším vylepšením tohoto systému kladky se stává kladkostroj. Jeto propojení více kladek zaráz, což snižuje vynaloženou sílu oproti tíze břemene. Skládá se pevných a volných kladek. V dnešní době mají kladkostroje všeobecné využití od průmyslové výroby až po domácí běžné užívání. Kladkostroje se v průmyslu využívají pro zdvihání a manipulaci s břemeny s hmotností nad 50kg až do stovek tun. Kladkostroje se dělí na mnoho kategorií. Rozdělují se podle typu pohonu zdvihu nebo pojezdu, dodávané energie k těmto pohonům, způsobem pojezdu kladkostroje, nosností a podle typu zdvihacího prostředku, snadnou obsluhu a čistotu dodávané energie. Další typy pohonů jsou náročnější na údržbu. Je možné kombinovat různé pohony dohromady.

1.8. Typy pojezdových mechanismů elektrických lanových kladkostrojů

Po příčnicku jeřábu tvaru I nebo H kladkostroj jezdí na čtyřech ocelových kolech s nákolky, valivě uložených s trvalým mazáním. Kladkostroj má jeden pár hnacích a jeden pár hnaných kol nebo je poháněno vždy jedno kolo na nápravě. Hnací kola jsou poháněna elektromotorem s převodovkou. Motor může pohánět obě hnací kola současně pomocí hřídele s dvěma pastorky, které jsou umístěny pod každým z hnacích kol zabírajících s ozubeným věncem na jejich nákolcích. Nebo může být kladkostroj osazen dvěma motory pojezdu. Tento případ nastává, pokud spojení kol hřídelí brání nosný profil.

1.8.1. Převodový elektromotor pojezdu v ose pojezdového kola

Převodový elektromotor je umístěn v ose hnacího kola. Kroutící moment je přes ozubený věnec na nákolku přenášen na pastorek uložený na hřídeli pod kolem, který tento moment přenáší dále na druhé hnací kolo. Tento systém by byl konstrukčně jednoduchý, kdyby bylo nasadit pojezdové kolo přímo na výstupní hřídel z převodového motoru. Při tomto konstrukčním řešení by však docházelo k velkému zatížení výstupní hřídele převodového elektromotoru silou, kterou působí kladkostroj na kolo. Proto je nutné vkládat mezi výstupní hřídel z převodového motoru a hřídel pojezdového kola hřídelovou spojku, což prodražuje celý mechanismus.



Obrázek 10 Kladkostroj Giga [10]

1.8.2. Převodový elektromotor pojezdu v ose spojovací hřídele s pastorky

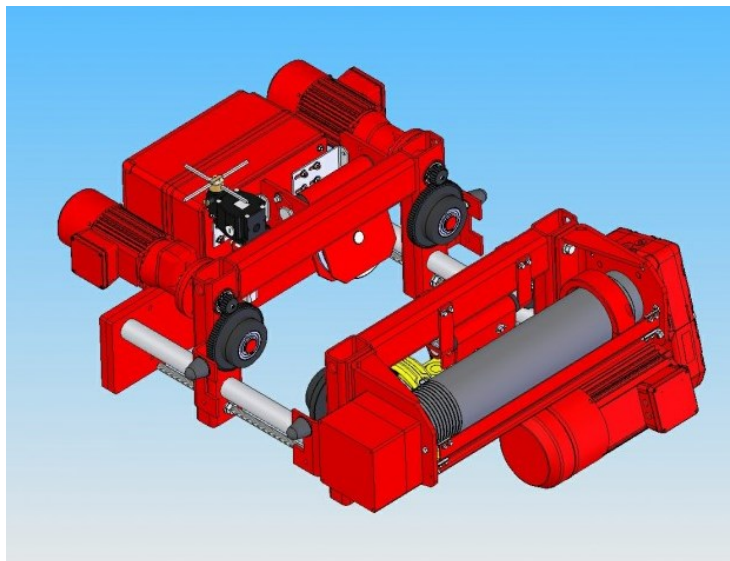
Výstupní hřídel převodového motoru je spojena s hřídelí, na níž jsou uloženy pastorky. Oba pastorky zabírají s ozubením na nákolku pojezdového kola a tím je kolo poháněno. Výhodou je, že pojezdová kola jsou poháněna současně a výstupní hřídel převodového motoru není tak namáhána silou, kterou kladkostroj zatěžuje pojezdové kolo.



Obrázek 11 Kladkostroj Elmot CVAT [12]

1.8.3. Varianta pojezdu se dvěma pojezdovými motory na jedné straně kladkostroje

Jednou z hlavních podmínek při konstrukci jeřábu je dosažení maximální obslužné plochy. Proto je důležité, aby kladkostroj mohl zajet co nejbližší ke konci příčného nosníku jeřábu. Tuto podmínku splňují jedině kladkostroje s motorem umístěným pod lanovým bubnem. Elektrické lanové kladkostroje se zkrácenou stavební výškou se používají jako součást jedno-nosíkových mostových jeřábů, nebo na samostatných jeřábových dráhách.



Obrázek 12 Kladkostroj Giga GHM 3201 [10]

2. Výpočet a volba materiálu hlavních částí

Kladkostroj se bude skládat z těchto hlavních částí:

- ocelové lano

V mé zvolené koncepci použiji jako zdvihové médium ocelové lano. Bude použito nekroutivé lano. Volbu lana a odpovídající výpočty provedu dle norem.

- navíjecí buben

Navíjecí buben bude drážkovaný v místech navíjeného lana. Drážkování bude mít předepsané parametry dle příslušné normy. Navíjecí buben bude svařenec z trubky a výpalků z plechu. Na jednom jeho konci bude přivařen hřídel a na druhém konci bude náboj pro spojení s převodovým motorem.

- pojezd

Pojezd kladkostroje po nosném profilu je zajištěn dvěma motory s převodovkou a je řízen frekvenčním měničem.

- zdvih

Zdvih zajišťuje dvourychlostní motor s převodovkou

- koncový vypínač

Koncový vypínač zdvihu kladkostroje je řešení spíše elektronického typu ve smyslu rozpojení elektrického obvodu. V této práci mám za úkol řešit spíše zdvihový mechanismus z hlediska mechanických částí. Proto se vyhnu podrobnému řešení této součásti.

Požadované vlastnosti kladkostroje

Nosnost = 5000 kg

Výška zdvihu = 21 m

Max. rychlost zdvihu = 5 m/min = 0,083 m/s

Pracovní teplota = 20-50°C

Napětí sítě = 3x440 V, 60 Hz

2.1. Volba pracovních podmínek kladkostroje

Kladkostroj je koncipován tak, aby v případě potřeby zvedl tabuli hrazení savky na malé vodní elektrárně Tahtakorpu a tím umožnil průtok vody k Francisově turbíně. Tabule hrazení je svařenec z plechů tl. 12 mm opatřená těsněním. Hmotnost tabule je 1750 Kg. Kladkostroj musí být schopen zvednout jeden a půl násobek této hmotnosti, jelikož je třeba počítat s nečistotami ve vodě a malým počtem cyklů zvedání. Kladkostroj se pohybuje po dráze, která je reprezentována nosníkem IPE 360, který je kotven do zdi elektrárny. Vzhledem k tomu, že za provozu bude hrazení savky neustále otevřeno, bude kladkostroj v provozu pouze v případě neočekávaných událostí, při čištění potrubí a 2x ročně při pravidelných revizích.

Normové břemeno: 2625 kg

Vzhledem k nízkému počtu pracovních cyklů za rok se kladkostroj řadí do **I.skupiny** jeřábů. Jedná se tedy o **lehký provoz**.

2.1.1. Výsledná bezpečost

- Jedná se o jeřáb s hákem, tudíž hodnota součinitele pracovních podmínek $k_1 = 1,3$
- Jedná se o jeřáb v I. skupině jeřábů, tudíž hodnota součinitele bezpečnosti $k_2 = 1,0$
- Jedná se o jeřáb z tepelně zpracované oceli, tudíž hodnota spolehlivosti materiálu $k_3 = 1,5$

$$k_v = k_1 \cdot k_2 \cdot k_3 \quad (2-1)$$

$$k_v = 1,3 \cdot 1 \cdot 1,5$$

$$k_v = 1,95$$

Předpokládáme, že zdvihový mechanismus bude pracovat pouze v případě zahrazení elektrárny při revizích nebo při neočekávaných stavech, jako jsou například opravy na elektrárně. Zde se předpokládá do 100 pracovních cyklů za rok. Vzhledem k nosnosti jeřábu a pracovním podmínkám je volen provoz jeřábu D1, a součinitel zatížení od jmenovitého břemene $\gamma_{to} = 1,2$.

D1 – Jeřáby v provozech s malou pravděpodobností náhodného přetížení. Jeřáby v provozech, kde hmotnost břemen je rozdílná, ale snadno určitelná, a dopravují se jednotlivě.

2.1.2. Poměrné zatížení

Poměrné zatížení se stanoví na základě hmotnosti jmenovitého břemene Q_c , a hmotnosti průměrného břemene Q_p . Hmotnost průměrného břemene je v praxi udávána přímo zákazníkem, proto v tomto případě bude hmotnost průměrného břemene volena. Hodnota poměrného zatížení bude dále využita pro volbu součinitele bezpečnosti.

$$g_p = \frac{Q_p}{Q_c} \cdot 100 = \frac{2625}{5000} \cdot 100 = 52,5 [\%] \quad (2-2)$$

2.1.3. Dynamický součinitel zdvihu

Dynamický součinitel zdvihu zahrnuje dynamické účinky při zvedání, resp. spouštění břemene. Dynamický součinitel je vypočítán na základě zdvihové třídy jeřábu H1 pro zadanou rychlost zdvihu v_h .

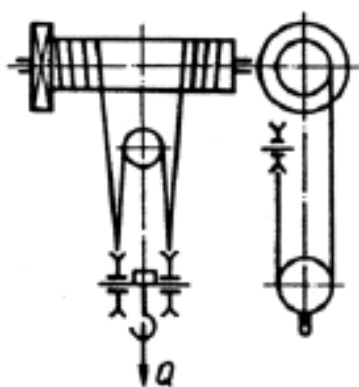
$$\delta_h = 1.1 + 0.13 \cdot v_h = 1.1 + 0.13 \cdot 0,083 = 1,1108 \quad (2-3)$$

2.2. Výpočet lana

2.2.1. Lanový převod

Jedná se o zdvojený lanový převod, tzn. lano je navíjeno – odvíjeno z lanového bubnu přes vyrovnávací kladku.

Zdvojený
 $i = 2$



Obrázek 13 Převod kladkostroje [22]

$$i_k = \frac{n_1}{z} \quad (2-4)$$

$$i_k = \frac{4}{2}$$

$$i_k = 2$$

n_1 Počet nosných průřezů lana [-]

zPočet větví lanového převodu [-]

i_kPřevod kladkostroje [-]

Účinnost lanového převodu

Účinnost lanového převodu se určí podle Tab. 1 (ČSN 27 0100). Pro kladky uložené na valivém ložisku je účinnost celého lanového převodu

Počet nosných průřezů lan jedné větve		2	3	4	5	6	8	10	12
H	Kladky na kluzných ložiscích $\eta=0,96$	0,98	0,96	0,94	0,92	0,91	0,87	0,84	0,81
	Kladky na valivých ložiscích $\eta=0,98$	0,99	0,98	0,97	0,96	0,95	0,93	0,92	0,9

Tabulka 1 Účinnosti

$$\eta_l = \frac{1 - \eta_{1l}^n}{n \cdot (1 - \eta_{1l})} \quad (2-5)$$

$$\eta_l = \frac{1 - 0,98^2}{2 \cdot (1 - 0,98)}$$

$$\eta_l = 0,99$$

η_l účinnost lanového převodu

η_{1l} účinnost jedné kladky na pevné ose

n_1 počet nosných průřezů v jedné větvi lanovho převodu

Kladrkstroj je opatrřen vyrovnřavřací kladkou, tudřř je lano z obou zřavitovřř řřřstřř lanovřřho bubnu odvřřřeno přřs vodřřřř kladky kladnice a vyrovnřavřř kladku. Konce lan jsou pevnřř uchyceny na konci zřavitovřř řřřstřř lanovřřho bubnu.

Vřřpořřet lana je proveden dle normovanřřh ppostupřř a ppořřadavkřř z norem řřřSN ISO 4308-1 a řřřSN 27 0100. Lano volřřm z vhodnřřho matriřřřlu tak, aby vyhovovalo pro přřřsluřřnřř pouřřitřř, mřřlo dostateřřnou řřřivotnost.

2.2.2. Výpočet délky lana

$$L = n \cdot H \quad (2-6)$$

$$L = 2 \cdot 21$$

$$L = 42 \text{ [m]}$$

2.2.3. Hmotnost částí zvedaných s břemenem

Ocelové lano je zatíženo nejen silou vyvolanou hmotností břemene, ale také hmotností kladnice m_k a vlastní hmotností lana m_l , která před jeho volbou není známá, tudíž na základě jeho délky a údajů od výrobce volím hmotnost 1 [m] lana = 1 [kg]

$$G = m_l + m_k = 42 \cdot 1 + 67 = 109 \text{ [kg]} \quad (2-7)$$

2.2.4. Statická síla v laně

Tuto sílu vyvolává hmotnost břemene Q a částí zvedených s břemenem.

$$S = \frac{Q+G}{z \cdot n} \cdot \frac{g}{\eta_L} = \frac{5000+109}{2 \cdot 2} \cdot \frac{9,81}{0,99} = 12\,656,3864 \text{ [N]} \quad (2-8)$$

Q [kg] maximální hmotnost břemene

η_L [-] účinnost lanového převodu - lanový převod je napřímo bez kladek

n_l [-] počet nosných průřezů v jedné větvi lanového převodu

z [-] počet větví lanového převodu

G [kg] hmotnost částí zvedaných s břemenem

2.2.5. Dynamická síla v laně

$$F_D = S \cdot \delta_h \cdot \gamma_{lo} = 12\,648,9545 \cdot 1,1108 \cdot 1,2 = 16\,870,963 \text{ [N]} \quad (2-9)$$

δ_h Dynamický součinitel zdvihu

γ_{lo} součinitel zatížení od jmenovitého břemene .

2.2.6. Jmenovitá únosnost lana

Jmenovitá únosnost lana je vypočtena dle ČSN 27 0100, přičemž součinitel bezpečnosti je uvažován pro nosné lano kladkostroje s motorickým pohonem

$$\begin{aligned} F_{Ul} &\geq k_L \cdot F_D \\ F_{Ul} &\geq 4,1 \cdot 16\,870,963 \\ F_{Ul} &\geq 69\,170,9484 \text{ [N]} = 69.17 \text{ [kN]} \end{aligned} \tag{2-10}$$

k_L ... součinitel bezpečnosti lana

Volím lano Verope Vero top

Parametry lana [23]:

Zvolený průměr lana ... $d_l = 9 \text{ [mm]}$

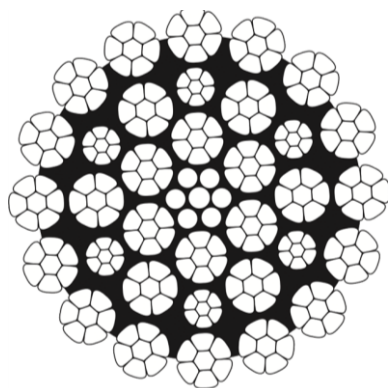
Jmenovitá pevnost lana ... $R_{Pl} = 1960 \text{ [MPa]}$

Minimální síla při přetržení lana ... $F_{lmin} = 74,05 \text{ [kN]}$

2.2.7. Kontrola pevnosti zvoleného lana

$$F_{Ul} \leq F_{lmin} \tag{2-11}$$

$69,17 \leq 74,05 \Rightarrow$ lano vyhovuje



Obrázek 14 Průřez lana [23]

2.3. Kladnice

2.3.1. Vodící kladka

Podle ČSN 271820 tab. 1, str. 2 volíme pro 1. skupinu jeřábů a vodící kladku součinitel $\alpha=20$. Tento součinitel je nutno navýšit o hodnotu 4, o 2 z důvodu přebíhání lana přes více kladek a další 2, z důvodu použití vysokopevnostního lana. Dále podle normy spočítáme minimální jmenovitý průměr vodící kladky.

$$D_{Kvodmin} = (d_l \cdot \alpha_{kvod}) - d_l \quad (2-12)$$

$$D_{Kvodmin} = (9 \cdot 24) - 9$$

$$D_{Kvodmin} = 207[mm]$$

$D_{kvodmin}$ [mm].....Minimální průměr vodící kladky

d_l [mm]zvolený průměr lana

α_{kvod} [-]Součinitel závislý na druhu kladky

Dle ČSN 27 1820 TAB. 2, str. 5. volím $D_{Kvodmin} = 250$ [mm]. Rozteč vodících kladek v kladnici volím 230 [mm]

Mezi hlavní části zdvihového ústrojí patří kladnice. Kladnice tvoří hřídel, na kterou jsou nalisována ložiska kladek. Tyto jsou schovány v krytu. Kladky jsou uloženy na ložiscích, která jsou na hřídeli zajištěna pomocí KM matic a MB podložek. Další částí kladnice je příčník, který nese hák. Spojení kladek s hákem bývá zajištěno různými způsoby V tomto případě bude spojení mezi kladkami a hákem realizováno pomocí bočnic krytu, které jsou tvořeny výpalky z plechu S355J2G+N. Tyto jsou uloženy na hřídeli kladek přes kluzná IB pouzdra.

Volba ložiska vodících kladek

$$F_{evod} = \frac{(Q+G) \cdot g}{w_{kvod}} \quad (2-13)$$

$$F_{evod} = \frac{(5000 + 109) \cdot 9,81}{2}$$

$$F_{evod} = 25\,059,645[N]$$

F_{evod} [N] Statické ekvivalentní zatížení ložiska

Q [kg] maximální zatížení

$G[\text{kg}]$ vlastní hmotnost

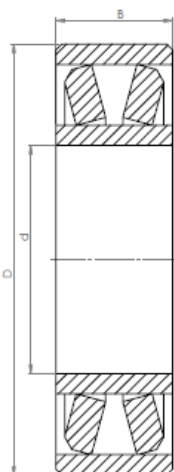
$g [\text{m} \cdot \text{s}^{-2}]$ tíhové zrychlení

$w_{kvod}[-]$ počet vodících kladek

Dle vypočítaného zatížení volím dvouřadé soudečkové ložisko 22209 dle ČSN 02 4705.

Označení ložiska	Rozměry [mm]			Základní únosnost [kN]	
	d	D	B	dynamická	statická
22209	45	85	23	64	56

Tabulka 2 Ložisko vodící kladky [24]



Obrázek 15 Ložisko vodící kladky

Podklady pro výrobní výkres vodící kladky

Podle ČSN 271820 pro průměr lana $D_l = 9 \text{ mm}$, drážka kladky označení 4.

$r = 5 \text{ mm}$

$a = 28 \text{ mm}$

$e = 0,5 \text{ mm}$

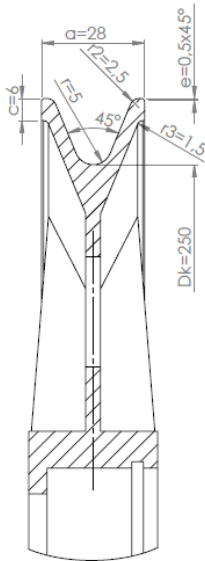
$r_3 = 1,5 \text{ mm}$

$b = 18 \text{ mm}$

$r_1 = 10 \text{ mm}$

$c = 6 \text{ mm}$

$r_2 = 2,5 \text{ mm}$



Obrázek 16 Vodící kladka

2.3.2. Hák

Dle ČSN 291902 je zvolen jako součást kladnice kovaný Hák 3.2, jehož nosnost je 5000 kg. Délka háku se volí dle požadavku zákazníka. V našem případě činí délka od osy 320 [mm]. V horní části je hák osoustružen v délce 120 [mm] a je na něm vyřezán závit M45x4,5-6h-100. Spojení háku s hřídelí kladek je zajištěn pomocí příčnicku, který je zasunut do děr v bočnicích kladnice a na jedné straně zajištěn příložkou proti vysunutí. Příčnickem je hák provlečen a zajištěn maticí Flexnut SX 8 od firmy Nord-lock, která se opírá o Axiální dvouřadé ložisko SKF 52212.

Volba ložiska háku

$$F_{eo} = \frac{(Q+G) \cdot g}{w_{LH}} \quad (2-14)$$
$$F_{eo} = \frac{(5000 + 109) \cdot 9,81}{1}$$
$$F_{eo} = 50\,119,29[N]$$

$F_{eo}[N]$ Statické ekvivalentní zatížení ložiska

$Q[kg]$ maximální zatížení

$G[kg]$ vlastní hmotnost

$g [m \cdot s^{-2}]$ tíhové zrychlení

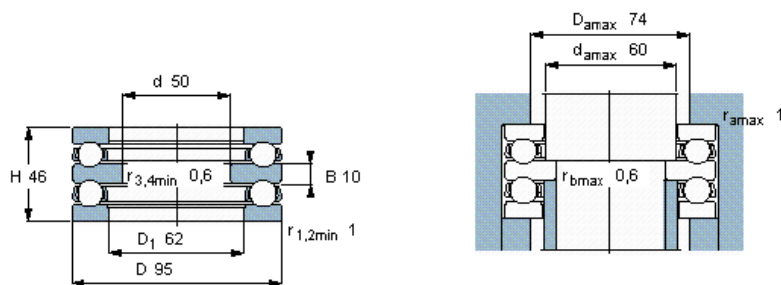
$w_{LH}[-]$ počet ložisek háku

Dle vypočítaného zatížení volím Axiální dvouřadé ložisko SKF 52212.



Axiální kuličková ložiska, dva směry

Základní rozměry			Základní hodnoty zatížení		Hodnoty rychlosti	Omezující rychlost	Označení
d	D	H	dynamické C	statické C0	Referenční rychlost r/min		
mm			kN				
50	95	46	62,4	150	2800	3800	52212



Obrázek 17 Ložisko - hák

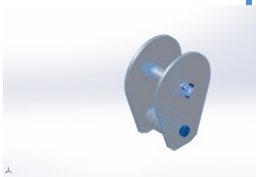
2.3.3. Výpočet navržené kladnice pomocí MKP

Pro výpočet byl použit program Solidworks simulation 2014, Hypotéza HMM (von Mises) - energetická u této hypotézy rozhoduje o stavu napjatosti měrná energie napjatosti. Tato hypotéza je vhodná pro houževnaté materiály. Jelikož nejsou zohledněny změny v materiálu během analýzy ,z důvodu bezpečnosti bude voleno dvojnásobné zatížení, tzn. 10 000 kg. Materiál částí kladnice je ocel S355J2G+N (mez kluzu materiálu jest 315 MPa)



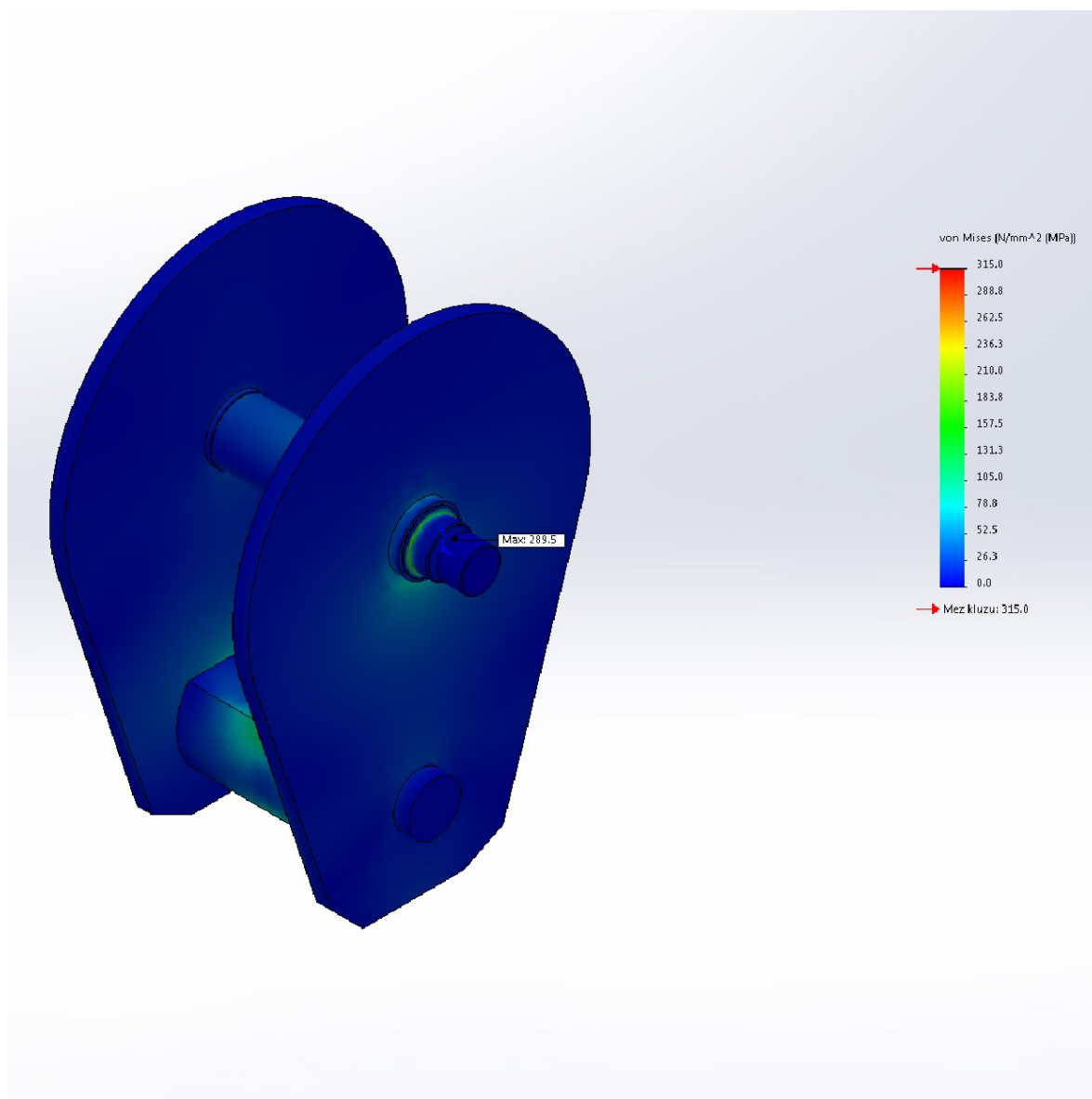
Obrázek 18 Kladnice-výpočet

Objemová těla

Název a odkaz dokumentu	Považováno za	Objemové vlastnosti	Složka dokumentu/Datum změny
	Objemové tělo	Hmotá:39.7102 kg Objem:0.00509105 m ³ Hustota:7800 kg/m ³ Hmotnost:389.16 N	D:\ kladnice výpočet.SLDPRT

Model	Vlastnosti materiálu- modelu		Detaily zatížení	
Kladnice	Název:	1.0570 (S355J2G+N)	Typ:	Použit normálovou sílu
	Typ modelu:	Lineární elastický izotropní	Hodnota:	100 000 N
	Výchozí kritérium selhání:	Max. von Mises napětí		
	Mez kluzu:	3.15e+008 N/m ²		
	Pevnost v tahu:	4.9e+008 N/m ²		
	Modul pružnosti:	2.1e+011 N/m ²		
	Poissonova konstanta:	0,28		
	Hustota:	7800 kg/m ³		
	Modul pružnosti ve smyku:	7.9e+010 N/m ²		
	Součinitel tepelné roztažnosti:	1.1e-005 /Kelvin		

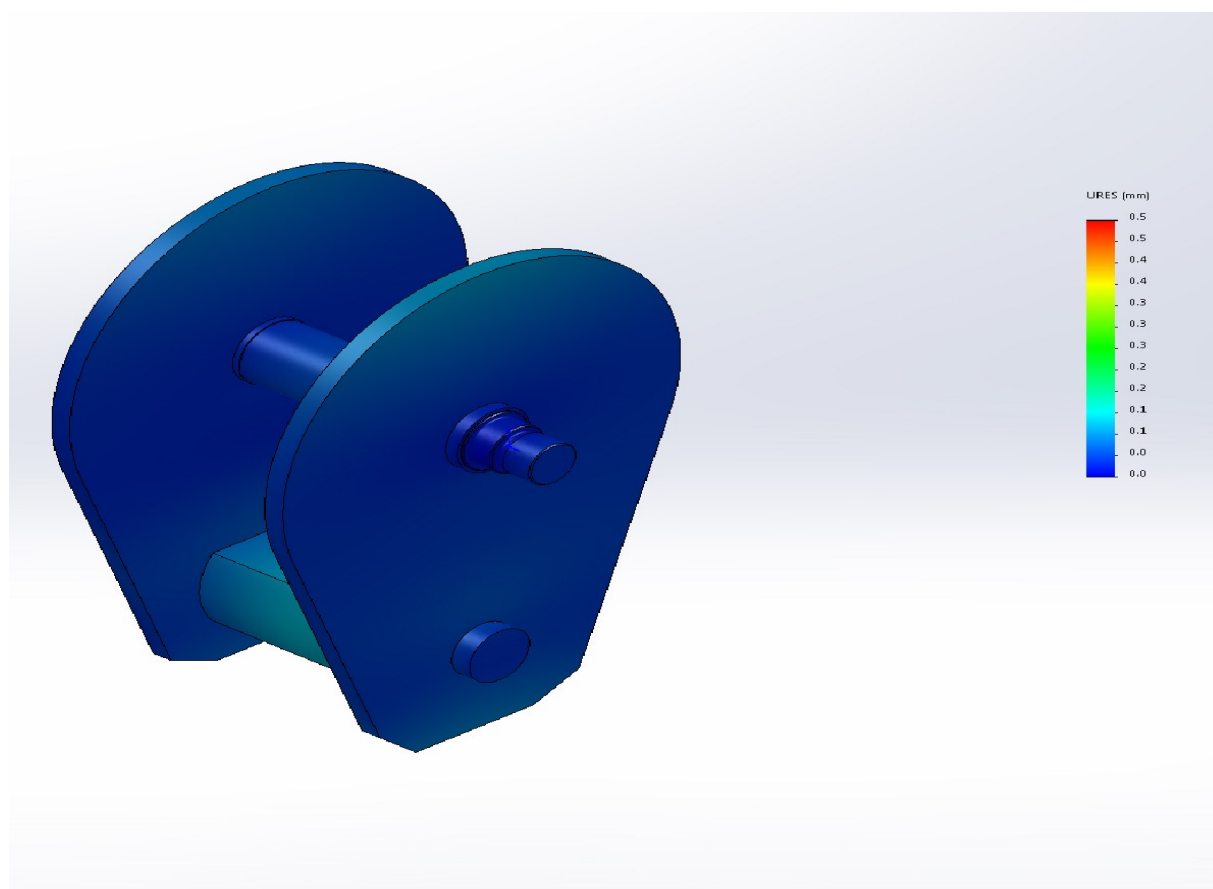
Tabulka 3 Kladnice-výpočet



Obrázek 19 Kladnice výpočet-Statická analýza -Napětí

minimální napětí	0.0029518 [Mpa]
maximální napětí	289.542 [Mpa]

Tabulka 4 Kladnice výpočet-Statická analýza-Napětí



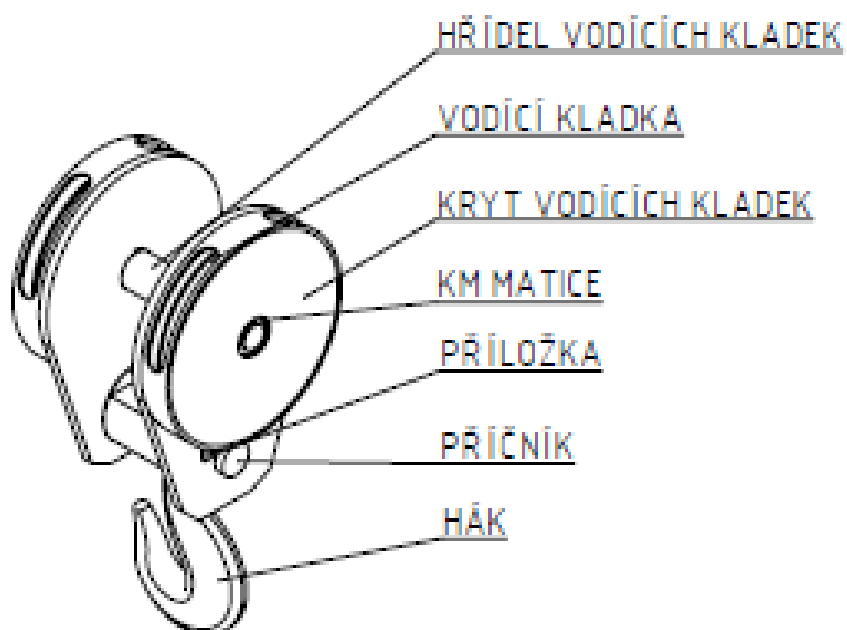
Obrázek 20 Kladnice výpočet-Statická analýza -Posunutí

minimální posunutí	0 mm
maximální posunutí	0.114536 mm

Tabulka 5 Kladnice výpočet-Statická analýza -Posunutí

Závěr z MKP

Jak vyplívá ze znázornění, nejvyšší napětí je na příčniku a v kontaktu hřídele vodících kladek a bočnic. Nicméně toto napětí je nižší než napětí na mezi kluzu, tím pádem navržená kladnice je vyhovující.



Obrázek 21 Navržená kladnice

2.4. Návrh průměru vyrovnávací kladky

Podle ČSN 271820 tab. 1, str. 2 volíme pro 1. skupinu jeřábů a vyrovnávací kladku součinitel $\alpha=14$. Tento součinitel je nutno navýšit o hodnotu 4, o 2 z důvodu přebíhání lana přes více kladek a další 2, z důvodu použití vysokopevnostního lana. Dále podle normy spočítáme minimální jmenovitý průměr vyrovnávací kladky.

$$D_{Kvyrmin} = (d_l \cdot \alpha_{vyr}) - d_l \quad (2-15)$$

$$D_{Kvyrmin} = (9 \cdot 18) - 9$$

$$D_{Kvyrmin} = 153 \text{ [mm]}$$

$D_{Kvyrmin}$ Minimální průměr vyrovnávací kladky [mm]

d_l Jmenovitý průměr lana [mm]

α_{vyr} Součinitel závislý na druhu kladky[-]

Dle ČSN 27 1820 tab. 2, str. 5. volím $D_{Kvodmin} = 160 \text{ [mm]}$

2.4.1. Podklady pro výrobní výkresy vyrovnávací kladky

Podle ČSN 271820 pro průměr lana $D_l = 9 \text{ mm}$, drážka kladky označení 4.

$r = 5 \text{ mm}$

$a = 28 \text{ mm}$

$e = 0,5 \text{ mm}$

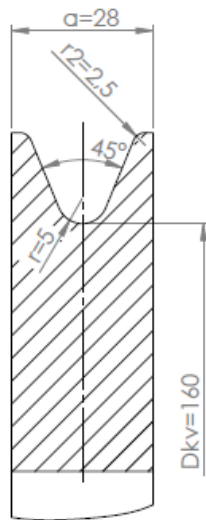
$r_3 = 1,5 \text{ mm}$

$b = 18 \text{ mm}$

$r_1 = 10 \text{ mm}$

$c = 6 \text{ mm}$

$r_2 = 2,5 \text{ mm}$



Obrázek 22 Řez vyrovnávací kladka

2.5. Lanový buben

Lanový buben je svařenec, jehož povrch je drážkovaný. Střední průměr bubnu, profil drážek a jejich stoupání jsou normalizovány podle ČSN 27 1820.

2.5.1. Účinnost lanového bubnu

Účinnost lanového bubnu uloženého na valivém ložisku je účinnost 0,96.

2.5.2. Výpočet průměru roztečné kružnice bubnu

Podle ČSN 271820 tab. 1, str. 2 volíme pro lanový buben (1. skupina jeřábů) součinitel $\alpha_b=18$. Tento součinitel je nutno navýšit o hodnotu 4, o 2 z důvodu přebíhání lana přes více kladek a další 2, z důvodu použití vysokopevnostního lana. Dále podle normy spočítáme minimální jmenovitý průměr vodící kladky.

$$D_{bmin} = \alpha_b \cdot d \quad (2-16)$$

$$D_{bmin} = 22 \cdot 9$$

$$D_{bmin} = 198[mm]$$

$D_{bmin}[mm]$... minimální průměr lanového bubnu
 $\alpha_b[-]$ součinitel závyslý na druhu provozu
 $dl[mm]$ zvolený průměr lana

Podle ČSN 27 1820 tab. 2, str. 5 → tabulka pro jmenovité průměry kladek a bubnů je voleno

DB = 315 mm. Tato volba bude objasněna dále.

Výpočet dolního průměru lanové drážky bubnu

$$D_1 = D_b - d_l \quad (2-17)$$

$$D_1 = 315 - 9$$

$$D_1 = 306 [mm]$$

$D_{bmin}[mm]$... minimální průměr lanového bubnu
 $dl[mm]$ zvolený průměr lana

$D_1[mm]$... dolní průměr drážky

2.5.3. Výpočet minimální tloušťky stěny bubnu

$$s_{bmin} = 0,8 \cdot dl \quad (2-18)$$

$$s_{bmin} = 0,8 \cdot 9$$

$$s_{bmin} = 7,2 [mm]$$

$$S_b = 14 [mm] (zvoleno)$$

$sb[mm]$ zvolená tl. stěny bubnu pod lanovou drážkou

2.5.4. Tvar drážkování na bubnu

- Dle ČSN 271820 tabulky str.8 je na základě průměru lana zvolen tvar lanové drážky na bubnu

Počet závitů lanové drážky na bubnu

- počet závitů lanového bubnu závisí na délce lana , průměru bubnu a je navýšen o 3 závěrné závity

$$z_b = \frac{L}{\pi \cdot D_b} + z_{zav} \quad (2-19)$$

$$z_b = \frac{42}{\pi \cdot 0,315} + 3$$

$$z_b = 45,46$$

z_b zvoleno 46

z_b Počet závitů lanového bubnu pro navinutí jedné lanové větve [-]

t vzdálenost mezi sousedními závity bubnu [mm]

Délka závitové části

- Závisí na počtu závitů bubnu a jejich rozteči

$$l_z = z_b \cdot t \quad (2-20)$$

$$l_z = 46 \cdot 10,5$$

$$l_z = 483 \text{ [mm]}$$

Délka hladké okrajové části bubnu

- Závisí na rozteči závitů bubnu

$$l_h = 4 \cdot t \quad (2-21)$$

$$l_h = 4 \cdot 10,5$$

$$l_h = 42 \text{ [mm]}$$

Délka středové části bubnu

- Volí se v závislosti na osovou vzdálenost vodících kladek

$$l_s = 205 \text{ [mm]} \quad (2-22)$$

Délka celého bubnu

$$\begin{aligned}l_b &= 2 \cdot l_h + 2 \cdot l_z + l_s & (2-23) \\l_b &= 84 + 966 + 205 \\l_b &= 1255[\text{mm}]\end{aligned}$$

2.5.5. Pevnostní výpočet bubnu

- Lano na bubnu způsobí tlaková, ohybová a kroutící napětí na plášti bubnu
- Největší namáhání pláště je v místě náběhu lana na buben
- Výpočet se provádí pouze přibližným zjištěním tloušťky stěn a čel bubnu

Kontrola délky bubnu

$$\frac{l_b}{D_b} = \frac{1255}{315} = 3,98 \quad (2-24)$$

$$\frac{l_b}{D_b} \in < 2,5; 4 > \rightarrow \text{poměr délky bubnu k jeho průměru je přiměřený}$$

Napětí pláště bubnu vyvolané vnějším přetlakem

$$\sigma_{bd} = \frac{F_D}{s_b \cdot t} \quad (2-25)$$

$$\sigma_{bd} = \frac{16\,870,963}{14 \cdot 10,5}$$

$$\sigma_{bd} = 114,7685[\text{MPa}]$$

$s_b[\text{mm}]$ tloušťka stěny lanového bubnu

$t[-]$ rozteč lonových drážek

$F_D[\text{N}]$ dynamická síla v laně

$D_b[\text{mm}]$ průměr lanového bubnu

Ohybové napětí pláště bubnu

$$\sigma_{bo} = 0,96 \cdot F_D \cdot \sqrt[4]{\frac{1}{D_b^2 \cdot t^6}} \quad (2-26)$$

$$\sigma_{bo} = 0,96 \cdot 16\,870,963 \cdot \sqrt[4]{\frac{1}{315^2 \cdot 10,5^6}} = 26,8208[\text{MPa}]$$

Kombinované napětí pláště bubnu

$$\sigma_b = \sigma_{bd} + \sigma_{bo} \quad (2-27)$$

$$\sigma_b = 114,7685 + 26,8208$$

$$\sigma_b = 141,5893 [\text{MPa}]$$

Polotovar bubnu bude trubka bezešvá z materiálu S355J2G+N. Mez kluzu tohoto materiálu, jak vyplývá z označení je $R_e=355$ [MPa] . Minimální bezpečnost na mezi kluzu je $K=2$

$$\sigma_{dov} = \frac{355}{2} = 177,5 [\text{MPa}]$$

$$\sigma_b < \sigma_{dov} \rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

Napětí na čele bubnu

$$\sigma_{\check{c}b} = 1,44 \cdot \left(1 - \frac{2}{3} \cdot \frac{d_n}{D_b}\right) \cdot \frac{1,1 \cdot F_D}{s_v^2} \quad (2-28)$$

$$\sigma_{\check{c}b} = 1,44 \cdot \left(1 - \frac{2}{3} \cdot \frac{95}{315}\right) \cdot \frac{1,1 \cdot 16\,870,963}{15^2}$$

$$\sigma_{\check{c}b} = 94,8916 [\text{MPa}]$$

s_b [mm] tloušťka stěny lanového bubnu

t [mm] rozteč lonových drážek

S [N] max. zatížení v laně

D_b [mm] průměr lanového bubnu

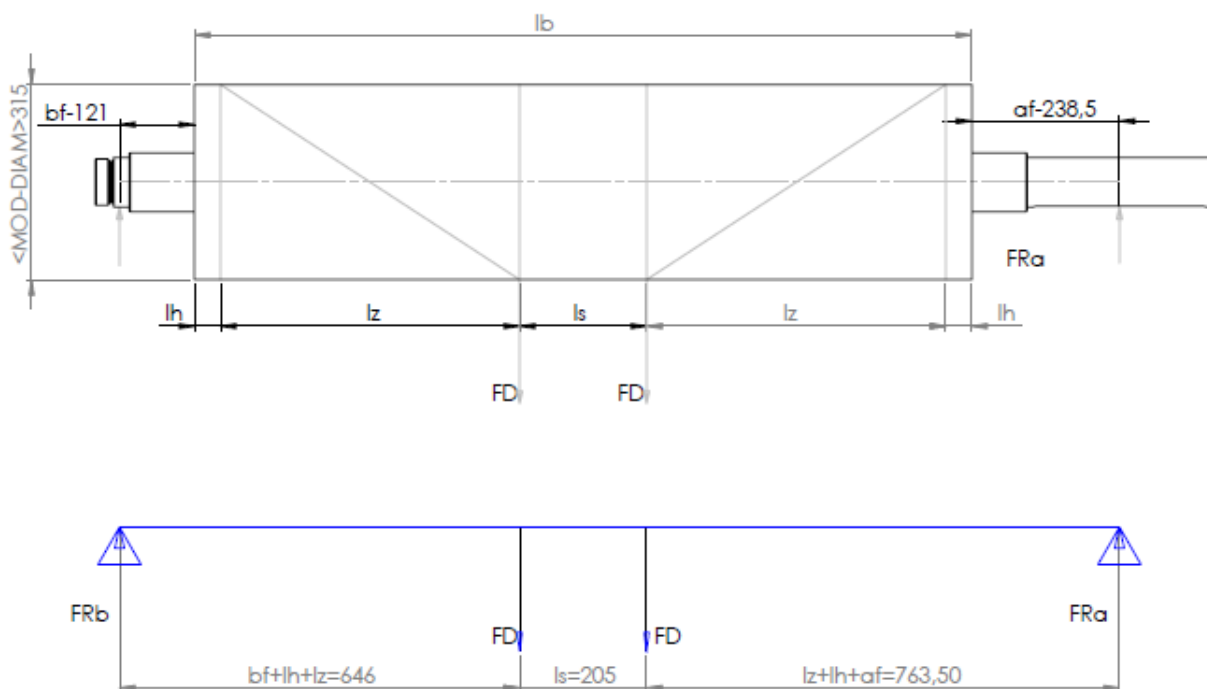
s_v [mm] tloušťka čela lanového bubnu

Polotovar čela bubnu bude výpalek z plechu- materiál S355J2G+N. Mez kluzu tohoto materiálu, jak vyplývá z označení je $R_e=355$ [MPa] . Minimální bezpečnost na mezi kluzu je $K=2$

$$\sigma_{dov} = \frac{355}{2} = 177,5 [\text{MPa}]$$

$$\sigma_{dov} > \sigma_{\check{c}b}$$

Momentová a silová rovnováha na lanovém bubnu



$$\sum M_{A=0} \quad (2-29)$$

$$FR_b \cdot (b_f + 2 \cdot l_h + 2 \cdot l_z + l_s + a_f) - F_D \cdot (l_h + l_z + l_s + a_f) - F_D \cdot (l_h + l_z + a_f) = 0$$

$$FR_b = \frac{F_D \cdot (l_h + l_z + l_s + a_f) + F_D \cdot (l_h + l_z + a_f)}{b_f + 2 \cdot l_h + 2 \cdot l_z + l_s + a_f}$$

$$FR_b = \frac{16\,870,963 \cdot (42 + 483 + 205 + 238,5) + 16\,870,963 \cdot (42 + 483 + 238,5)}{121 + 2 \cdot 42 + 2 \cdot 483 + 205 + 238,5}$$

$$FR_b = 18\,098,7971 [N]$$

$$\sum F = 0 \quad (2-30)$$

$$F_{Rb} - F_D - F_D + F_{Ra} = 0$$

$$F_{Ra} = -F_{Rb} + F_D + F_D$$

$$F_{Ra} = 15\,643,1289 [N]$$

Maximální ohybový moment působící na plášť bubnu

$$M_{\text{omax}} = F_{\text{Ra}} \cdot (a_f + l_h + l_z + l_s) - F_D \cdot l_s \quad (2-31)$$

$$M_{\text{omax}} = 15\,633,94329 \cdot (148 + 42 + 483 + 205) - 16\,870,963 \cdot 205$$

$$M_{\text{omax}} = 11\,691\,822,9416 \text{ [Nmm]} = 11\,691,8229 \text{ [Nm]}$$

Výpočet průřezového modulu pro ohyb

$$W_o = 0,8 \cdot (D_1 - s_b)^2 \cdot s_b \quad (2-32)$$

$$W_o = 0,8 \cdot (306 - 14)^2 \cdot 14$$

$$W_o = 954\,956,8 \text{ [mm}^3\text{]}$$

Napětí ohybové působící na plášť bubnu

$$\sigma_{ob} = \frac{M_{\text{omax}}}{W_o} \leq \sigma_{\text{obdov}} \quad (2-33)$$

$$\sigma_{ob} = \frac{11\,691,8229}{954956,8}$$

$$\sigma_{ob} = 12,2433 \text{ [MPa]}$$

$$\sigma_{\text{obdov}} \in < 10,15 > \text{ [MPa]} \rightarrow \sigma_{ob} \text{ vyhovuje}$$

s_b [mm] tloušťka stěny lanového bubnu

t [mm] rozteč lonových drážek

S [N] max. zatížení v laně

D_b [mm] průměr lanového bubnu

s_v [mm] tloušťka čela lanového bubnu

Výpočet průřezového modulu pro krut

$$W_{k1} = 1.6 \cdot (D_1 - s_b)^2 \cdot s_b \quad (2-34)$$

$$W_{k1} = 1.6 \cdot (306 - 14)^2 \cdot 14$$

$$W_{k1} = 1\,909\,913,6 \text{ [mm}^3\text{]}$$

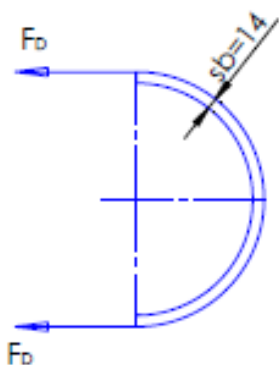
Kroutící moment bubnu

$$M_{kb} = \frac{D_b}{2} \cdot 2 \cdot F_D \quad (2-35)$$

$$M_{kb} = D_b \cdot F_D$$

$$M_{kb} = 0,315 \cdot 116\,870,963$$

$$M_{kb} = 5314353,3522 \text{ [Nmm]} = 5314,3534 \text{ [Nm]}$$



Obrázek 23 Síly na plášti bubnu

Výpočet smykového napětí na plášti bubnu

$$\tau_{kb} = \frac{M_{kb}}{W_{k1}} \quad (2-36)$$

$$\tau_{kb} = \frac{5314,3534}{1\,909\,913,6}$$

$$\tau_{kb} = 2,7825 \text{ [MPa]}$$

$$\tau_{kbdov} \in < 2,5 > \text{ [MPa]} \rightarrow \sigma_{ob} \text{ vyhovuje}$$

Redukované napětí podle teorie HMH

Redukované napětí bude stanoveno na základě ohybového napětí, smykového napětí, a na základě vnějšího přetlaku.

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_{ob}^2 + \sigma_{bd}^2 - \sigma_{ob} \cdot \sigma_{bd} + 3 \cdot \tau_{kb}^2} \quad (2-37)$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{12,2433^2 + 114,7685^2 - 12,2433 \cdot 114,7685 + 3 \cdot 2,7825^2}$$

$$\sigma_{red} = 109,2693 \text{ [MPa]}$$

Polotovar pláště bubnu je z materiálu S355J2G+N. Mez kluzu tohoto materiálu, jak vyplývá z označení je $Re=355$ [MPa]. Minimální bezpečnost na mezi kluzu je $K=2$

$$\sigma_{dov} = \frac{355}{2} = 177,5 \text{ [MPa]}$$
$$\sigma_{dov} > \sigma_{red}$$

Pevnostní výpočet čepu

Lanový buben je na obou koncích opatřen čepy. Na jednom konci je na čep nasunuta dutá hřídel ploché převodovky a čep na druhém konci bubnu je uložen v ložiskovém domku, který je připevněn šrouby k rámu.

Výpočet smykového napětí

$$\tau_s = \frac{M_{kb}}{W_{k2}} \quad (2-38)$$

$$\tau_s = \frac{M_{kb}}{\frac{\pi \cdot d_n^3}{16}}$$

$$\tau_s = \frac{5314,3534}{\frac{\pi \cdot 0,095^3}{16}}$$

$$\tau_s = 31,5682 \text{ [MPa]}$$

$\eta_B[-]$ účinnost lanového bubnu
 S [N] max. zatížení v laně

D_b [mm] průměr lanového bubnu

d_n [mm] průměr náboje

Ložisko bubnu

Minimální statická síla v laně

Minimální statická síla v laně je vyvolána pouze vlivem hmotnosti kladnice. Hmotnost lana bude zanedbána.

$$F_{Smin} = \frac{Q+G}{z \cdot n} \cdot \frac{g}{\eta_L} = \frac{0+109}{2 \cdot 2} \cdot \frac{9,81}{0,99} = 270,0227[N] \quad (2-39)$$

Minimální statické zatížení ložiska

$$F_{Bmin} = \frac{F_{Smin} \cdot (l_h + l_z + l_s + a_f) + F_{Smin} \cdot (l_h + l_z + a_f)}{b_f + 2 \cdot l_h + 2 \cdot l_z + l_s + a_f} \quad (2-40)$$

$$F_{Bmin} = \frac{270,0227 \cdot (42 + 483 + 205 + 238,5) + 270,0227 \cdot (42 + 483 + 238,5)}{121 + 2 \cdot 42 + 2 \cdot 483 + 205 + 238,5}$$

$$F_{Bmin} = 289,6744[N]$$

Střední zatížení ložiska

$$F_{str} = \frac{F_{Bmin} + 2 \cdot F_{Rb}}{3} \quad (2-41)$$

$$F_{str} = \frac{289,6744 + 2 \cdot 18\,098,7971}{3}$$

$$F_{str} = \frac{289,6744 + 2 \cdot 18\,098,7971}{3}$$

$$F_{str} = 12\,162,4229[N]$$

Výpočtové zatížení ložiska

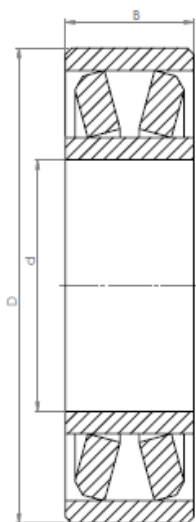
$$F_{vstr} = F_{str} \cdot \varphi = 12\,162,4229 \cdot 1,2 = 13\,378,6652 [N] \quad (2-42)$$

φ [–] součinitel provozu

Dle vypočítaného zatížení a průměru čepu volím dvouřadé soudečkové ložisko 22216 dle ČSN 02 4705.

Označení ložiska	Rozměry [mm]			Základní únosnost [kN]	
	d	D	B	dynamická	statická
22216	80	140	33	132	112

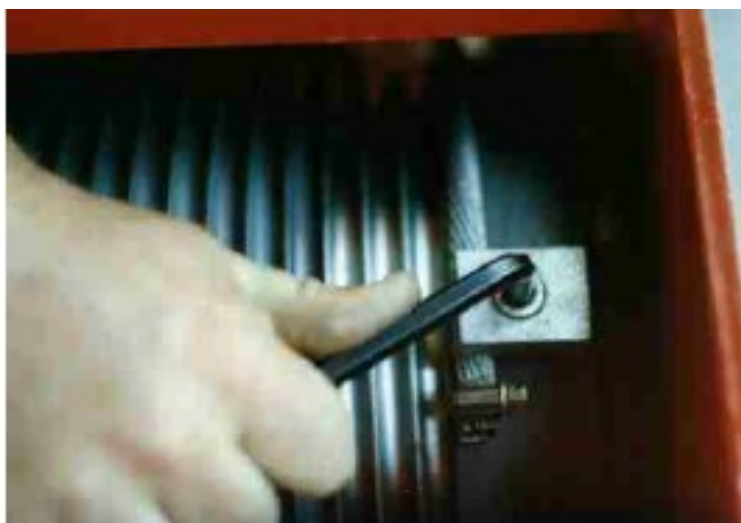
Tabulka 6 Ložisko bubnu



Obrázek 24 Ložisko bubnu

2.5.6. Uchycení lana na bubnu

Dle ČSN EN 14 492-2 musí být na lanovém bubnu lano uchyceno, tak, aby bylo schopno převést nejméně 2,5 násobek dynamické síly v laně. Před místem, kde je lano upevněno, je třeba, aby zůstaly min. 2 závity lana. Pro uchycení lana na bubnu jsou použity příložky dle normy. Lanové příložky jsou použity k uchycení lana na hladkou část bubnu. Při výpočtu je uvažováno se zmenšenou tažnou silou lana.



Obrázek 25 Příložka [10]

Zmenšená tažná síla

$$F_{Lz} = \frac{S}{e^{\mu \cdot \alpha_p}} \quad (2-43)$$

$$F_{Lz} = \frac{S}{e^{\mu \cdot 2 \cdot \pi \cdot n}}$$

$$F_{Lz} = \frac{S}{e^{\mu \cdot 2 \cdot \pi \cdot n}}$$

$$F_{Lz} = \frac{12\,656,3864}{e^{0,1 \cdot 2 \cdot \pi \cdot 3}}$$

$$F_{Lz} = 1922,07 \text{ [N]}$$

Potřebná osová síla ve šroubech

$$F_{sp} = \frac{F_{Lz}}{1,62 \cdot \mu} \quad (2-44)$$

$$F_{sp} = \frac{1922,07}{1,62 \cdot 0,1}$$

$$F_{sp} = 11\,864,62 \text{ [N]}$$

Ohybový moment šroubu

$$M_o = F_{Lz} \cdot l_p \quad (2-45)$$

$$M_o = 1922,07 \cdot 0,02$$

$$M_o = 38,44 \text{ [Nm]}$$

Plocha jádra šroubů

$$A_o = \frac{\pi \cdot d_g^2}{4} \quad (2-46)$$

$$A_o = \frac{\pi \cdot 12^2}{4}$$

$$A_o = 113,1 \text{ [mm}^2\text{]}$$

d_g průměr jádra šroubů M16 držící příložky

Modul průřezu jádra šroubů

$$W_{oj} = \frac{\pi \cdot d_g^3}{32} \quad (2-47)$$

$$W_{oj} = \frac{\pi \cdot 14^3}{32}$$

$$W_{oj} = 169,65 \text{ [mm}^3\text{]}$$

Celková napětí ve šroubu

$$\sigma_c = \frac{F_{sp}}{n_s \cdot A_o} + \frac{M_o}{n_s \cdot w_o} \quad (2-48)$$

$$\sigma_c = \frac{11\,864,62}{5 \cdot 113,1} + \frac{38,44}{5 \cdot 169,65}$$

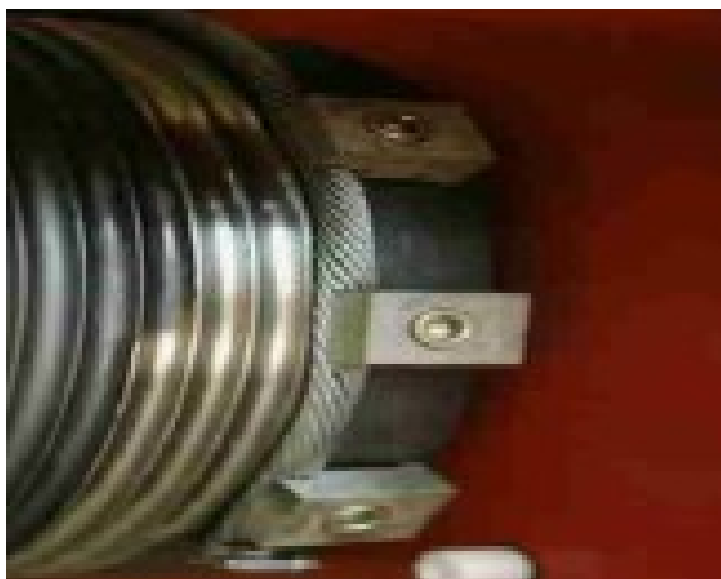
$$\sigma_c = 21,03[MPa]$$

$\alpha p[-]$ úhel opásání

$n[-]$... počet rezervních závitů

$\mu[-]$... součinitel tření mezi lanem a bubnem

$l_p[m]$ délka ramena ohybu části šroubu od středu lana ke středu stěny bubnu



Obrázek 26 Rozteč příložek [10]

3. Návrh mechanismu zdvihu

3.1. Celková účinnost

$$\eta_c = \eta_l \cdot \eta_b \cdot \eta_p \quad (3-1)$$

$$\eta_c = 0,99 \cdot 0,95 \cdot 0,98$$

$$\eta_c = 0,9314$$

η_lÚčinnost lanového převodu [%]

η_pÚčinnost převodovky [%]

η_bÚčinnost lanového bubnu [%]

η_{cel}Celková účinnost [%]

3.2. Potřebný výkon el. Motoru

$$P_z = \frac{v_z \cdot (Q+G) \cdot g}{\eta_c} \quad (3-2)$$

$$P_z = \frac{0,083 \cdot (5000 + 109) \cdot g}{0,9315}$$

$$P_z = 4484,2639[W]$$

v_z rychlost zdvihu [$m \cdot s^{-1}$]

3.3. Požadované otáčky lanového bubnu

$$n_B = \frac{i_k \cdot v}{\pi \cdot D_B} \quad (3-3)$$

$$n_B = \frac{2 \cdot 5}{\pi \cdot 0,315}$$

$$n_B = 10,11 [min^{-1}]$$

Na základě výpočtu volím pohon od firmy NORD – Poháněcí technika, s. r. o. Jedná se o plochou převodovku typ: **SK7382-112M/4 BRE60 HL Z**. Tento typ elektropřevodovky je zvolen z důvodu velké účinnosti a konstrukčnímu uspořádání převodovky s motorem. Výhodou je možnost již zabudované brzdy v pohonu

Parametry pohonu:

$$\textbf{Moment setrvačnosti : } J_{MZ} = 0,012614[kg \cdot m^2]$$

$$\textbf{Výkon : } P_{M2} = 4,6 [kW]$$

$$\textbf{Vstupní otáčky motoru : } n_1 = 1735[min^{-1}]$$

$$\textbf{Výstupní otáčky převodovky : } n_2 = 8,5[min^{-1}]$$

$$\textbf{Vstupní moment motoru : } M_{mot} = 25 [N \cdot m]$$

$$\textbf{Výstupní moment převodovky : } M_2 = 5200[N \cdot m]$$

$$\textbf{Převod : } i_{pzv} = 204,99$$

$$\textbf{Provozní součinitel } f_b = \frac{M_{2max}}{M_2} = 1,4$$

$$\textbf{Brzdný moment } M_{Bsk} = 60[N \cdot m]$$

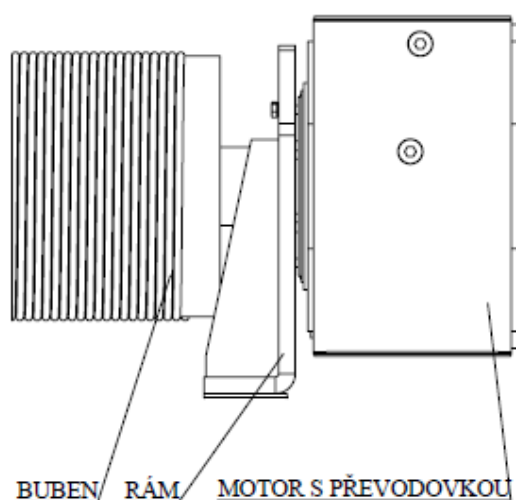
$$\textbf{Účinnost převodovky } \eta_p = 98[\%]$$

3.4. Celkový převodový poměr

$$i_c = i_k \cdot i_{pzv} \tag{3-4}$$

$$i_c = 2 \cdot 204,99$$

$$i_c = 409,98$$



Obrázek 27 Schéma mechanismu zdvihu

3.5. Kontrola motoru

Při rozběhu musí motor překonat statický moment břemena M_Q , moment posouvajících se hmot M_{zp} , moment rotujících hmot M_{zr} , včetně pasivních odporů, jejichž vliv jest reprezentován účinností.

Statický moment břemena

$$M_Q = \frac{(Q+G) \cdot g \cdot D_B}{2 \cdot i_c \cdot \eta_c} \quad (3-5)$$

$$M_Q = \frac{(5000 + 109) \cdot 9,81 \cdot 0,315}{2 \cdot 409,98 \cdot 0,9314}$$

$$M_Q = 20,6723[Nm]$$

Doba rozběhu

$$t_a = \frac{v_z}{a} \quad (3-6)$$

$$t_a = \frac{0,083}{0,05}$$

$$t_a = 1,67[s]$$

$$a \dots \dots \dots \text{ zvoleno } 0,05[m \cdot s^{-2}]$$

Zrychlující moment posouvajících se hmot

$$M_{zp} = M_Q \cdot \frac{v_z}{60 \cdot g \cdot t_a} \quad (3-7)$$

$$M_{zp} = 20,6723 \cdot \frac{5}{60 \cdot 9,81 \cdot 3}$$

$$M_{zp} = 0,05795[Nm]$$

Zrychlující moment rotujících hmot

$$M_{zr} = \frac{J_{Mz} \cdot n_1 \cdot \beta}{375 \cdot t_a} \quad (3-8)$$

$$M_{zr} = \frac{0,0203 \cdot 1735 \cdot 1,2}{375 \cdot 1,67}$$

$$M_{zr} = 0,2122[Nm]$$

$\beta \dots \dots \dots 1,2$ pro brzdový kotouč v ose rotace motoru

Rozběhový moment motoru zdvihu

$$M_{roz} = M_Q + M_{zp} + M_{zr} \quad (3-9)$$

$$M_{roz} = 20,6723 + 0,05795 + 0,2122$$

$$M_{roz} = 20,9425[Nm]$$

Kontrola rozběhového momentu motoru zdvihu

$$M_{mot} \cdot \gamma \geq M_{roz} \quad (3-10)$$

$$25 \cdot 1,4 \geq 20,9425$$

$$35,5139 \geq 20,9425$$

$\gamma \dots \dots$ momentová přetížitelnost dle výrobce 1,4

Motor je vhodně zvolen

Skutečné otáčky lanového bubnu

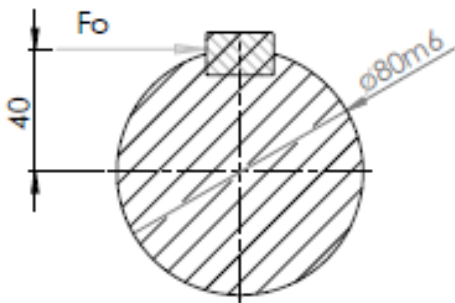
Skutečné otáčky lanového bubnu nejsou shodné s teoretickými otáčkami, protože předběžný převodový poměr není shodný s převodovým poměrem zvolené převodovky. Proto je nutné pomocí převodového poměru i_{pzv} a skutečných otáček motoru n_m vypočítat skutečné otáčky lanového bubnu n_{BS} .

$$n_{BS} = \frac{n_m}{i_{pzv}} \quad (3-11)$$

$$n_{BS} = \frac{1735}{204,99}$$

$$n_{BS} = 8,4638[\text{min}^{-1}]$$

Výpočet obvodové síly



$$F_O = \frac{2 \cdot M_2}{0,080} \quad (3-12)$$

$$F_O = \frac{2 \cdot 5200}{0,080}$$

$$F_O = 130\,000 \text{ [N]}$$

Dovolené tlakové napětí

Čep lanového bubnu je vyroben z oceli S355J2G+N. Pro styk ocel-ocel je základní dovolená hodnota tlaku v náboji p_d 150 MPa .

Kontrola pera

Kontrola pera bude provedena na základě tlaku mezi perem a drážkou v náboji. Pero

Lze také kontrolovat na střih, tento výpočet není nutné provádět, jelikož předpoklad je, že pokud pero vyhoví při zkoušce tlakem, zkouška na střih vyjde též. Zvolená délka pera je 280 [mm]

$$p_p = \frac{F_0}{t_1 \cdot (l_p - b)} \leq p_d \quad (3-13)$$

$$p_p = \frac{130\,000}{5,5 \cdot (280 - 22)}$$

$$p_p = 91,6138 \text{ [MPa]}$$

$$p_p \leq p_d$$

Skutečná rychlost zdvihu

Při výpočtu skutečné rychlosti zdvihu vyjdeme z rovnice pro výpočet rychlosti zdvihu, místo teoretických otáček lanového bubnu, dosadíme otáčky skutečné.

$$v_{zskut} = \frac{n_{BS} \cdot \pi \cdot D_b}{i_k} \quad (3-14)$$

$$v_{zskut} = \frac{8,4638 \cdot \pi \cdot 0,315}{2}$$

$$v_{zskut} = 4,1879 \text{ [m} \cdot \text{min}^{-1}\text{]}$$

3.6. Brzda

Součástí pohonu zdvihu je integrovaná brzda o brzděném momentu 60 Nm.

Potřebný brzděný moment

Motor zdvihu je opatřen brzdou, jejíž brzděný moment je dle katalogového listu výrobce 60 Nm.

$$M_{BR} = \beta_b \cdot \frac{(Q+G) \cdot g \cdot D_b}{2 \cdot i_{pzv}} \cdot \eta_c \quad (3-15)$$

$$M_{BR} = 1,5 \cdot \frac{(5000 + 109) \cdot g \cdot 0,315}{2 \cdot 204,99} \cdot 0,9315$$

$$M_{BR} = 53,7993 \text{ [Nm]}$$

β_b součinitel bezpečnosti brzdy

Kontrola brzdného momentu motoru zdvihu

$$M_{Bmax} > M_{BR} \quad (3-16)$$

$$60 > 53,7993$$

Podmínka splněna

Bezpečnost brzdy

$$k_b = \frac{M_{Bmax}}{M_Q} \quad (3-17)$$

$$k_b = \frac{60}{20,6724}$$

$$k_b = 2,9024$$

$$k_b \geq 1,5 \text{ (skupina jeřábů I.)}$$

Podmínka splněna

4. Návrh mechanismu pojezdu

Pojezd kladkostroje je realizován čtyřmi koly, které se odvalují po nosném profilu IPE 360. Dvě kola jsou hnací a dvě hnané. Pojezdové ústrojí je tvořeno dvěma elektromotory s plochou převodovkou a brzdou, jejichž výstupní hřídele budou spojeny s dvěma pastorky. Oba pastorky budou v záběru s ozubeními na nákolcích obou hnacích kol čímž je docíleno stejnoměrného náhonu obou kol. Předběžně byl zvolen třífázový motor SK0182NBAF-71S4Bre5 s plochou u převodovkou a brzdou.

Parametry pohonu:

$$\text{Moment setrvačnosti : } J_{M2P} = 0,010312 [kg \cdot m^2]$$

$$\text{Výkon : } P_{M2P} = 0,25 [kW]$$

$$\text{Vstupní otáčky motoru : } n_{1P} = n_{2P} \cdot i = 56 \cdot 24,55 = 1375 [min^{-1}]$$

$$\text{Výstupní otáčky převodovky : } n_{2P} = 56 [min^{-1}]$$

$$\text{Vstupní moment motoru : } M_{motP} = \frac{M_{2P} \cdot n_{2P}}{\eta_{PP} \cdot n_{1P}} = 2 [N \cdot m]$$

$$\text{Výstupní moment převodovky : } M_{2P} = 43 [N \cdot m]$$

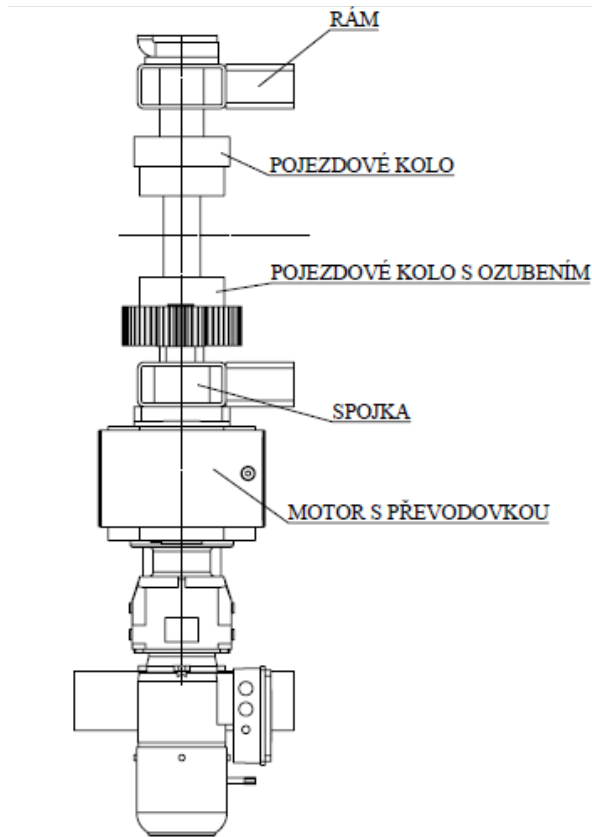
$$\text{Převod : } i_{p2vP} = 24,55$$

$$\text{Provozní součinitel } f_{bP} = \frac{M_{2max}}{M_2} = 2,7$$

$$\text{Brzdný moment } M_{BskP} = 5 [N \cdot m]$$

Účinnost převodovky $\eta_{pP} = 98[\%]$

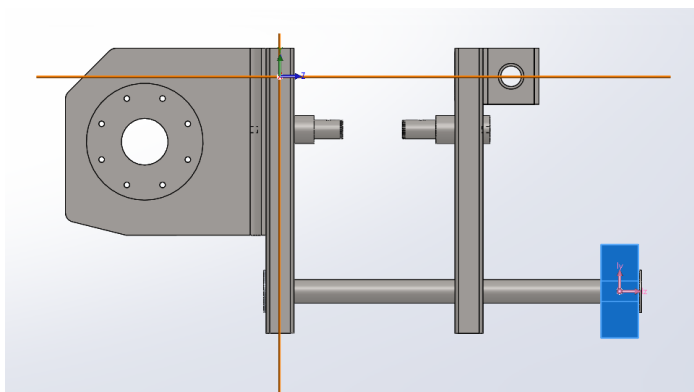
4.1. Schéma



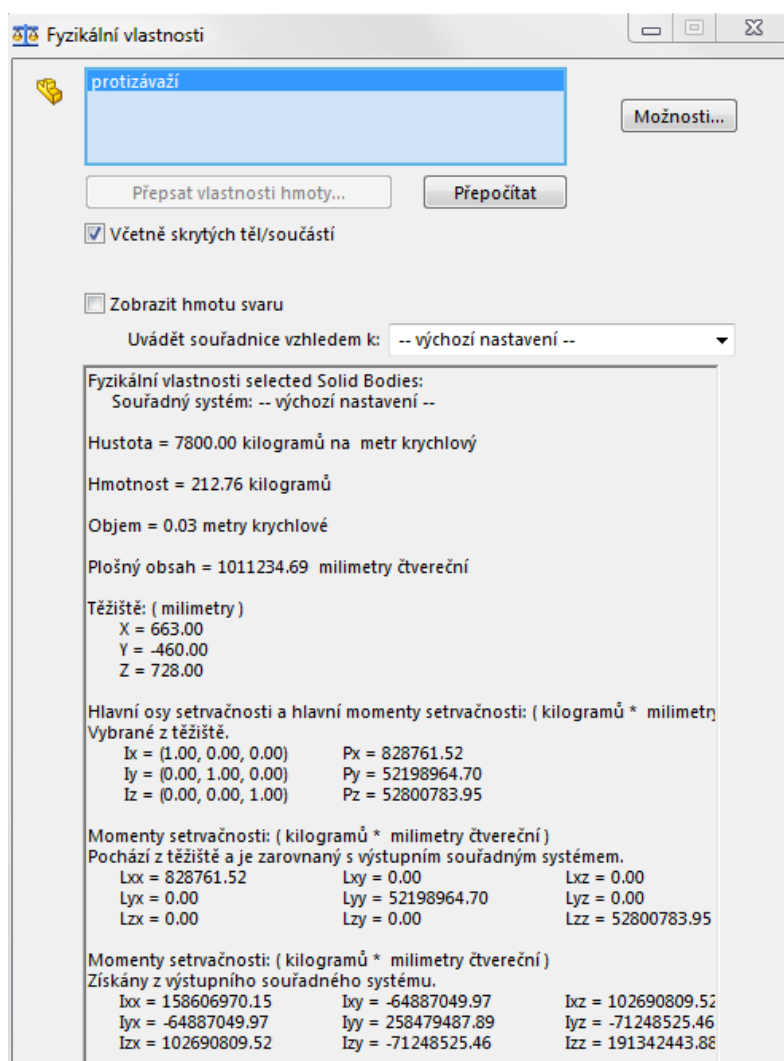
Obrázek 28 Schéma mechanismu pojezdu

4.2. Určení hmotnosti protizávaží

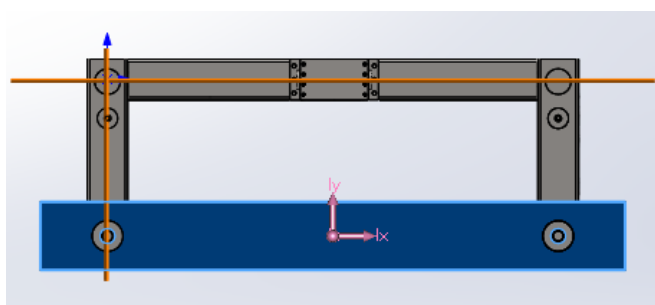
Důležitým aspektem je volba hmotnosti protizávaží kladkostroje, tak aby těžiště kladkostroje bylo mezi pojezdovými koly.



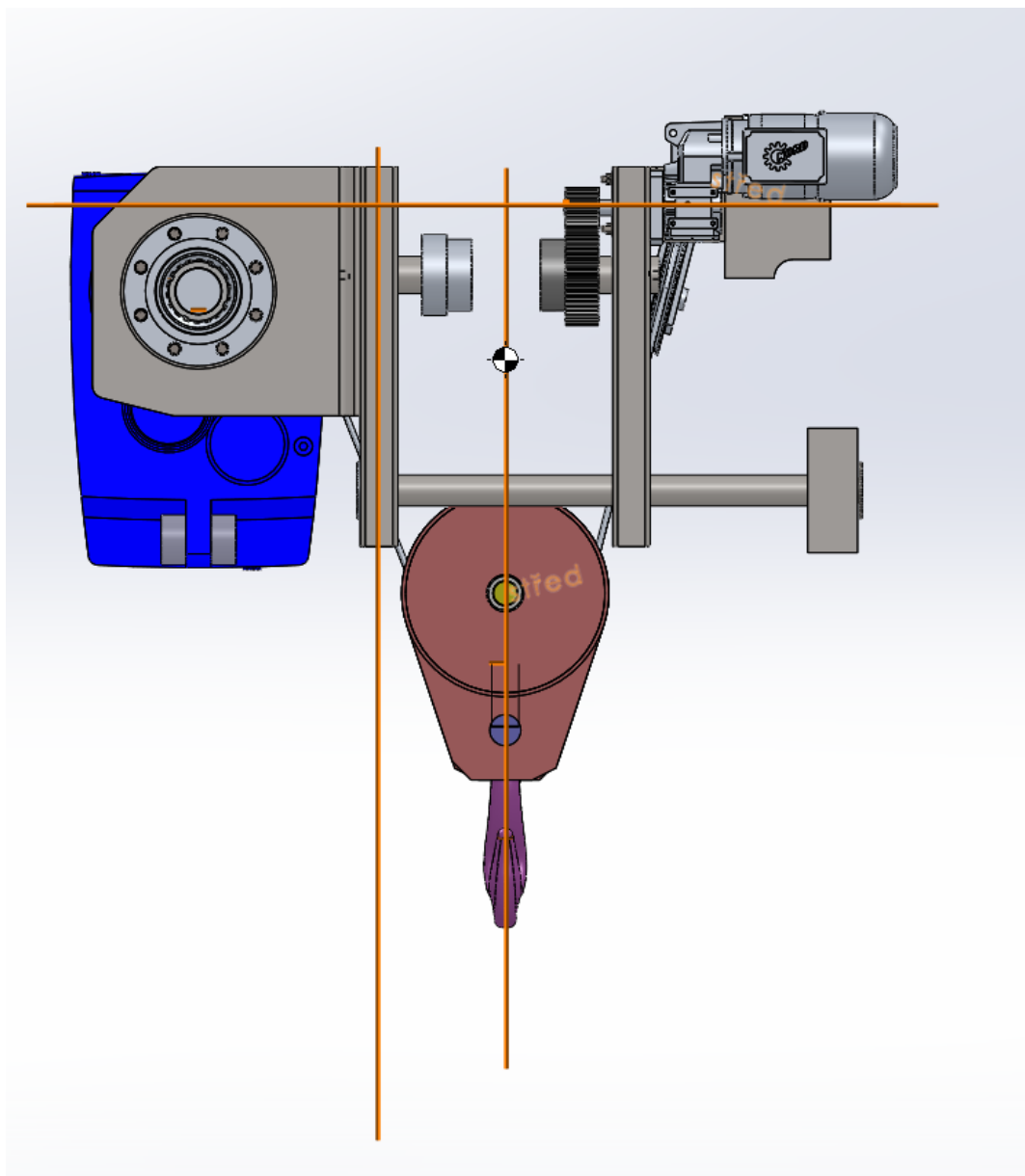
Obrázek 29 Protizávaží



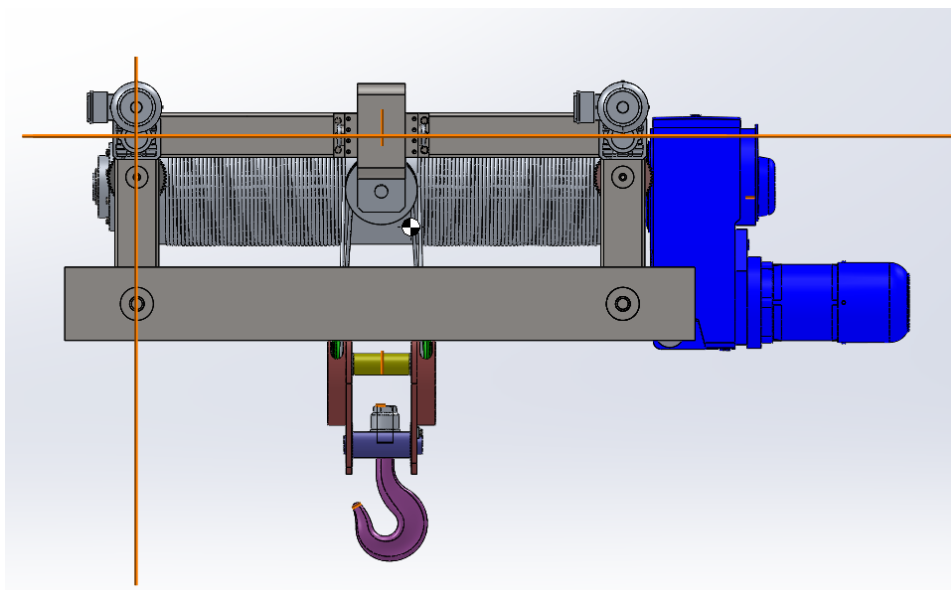
Obrázek 30 Protizávaží vlastnosti



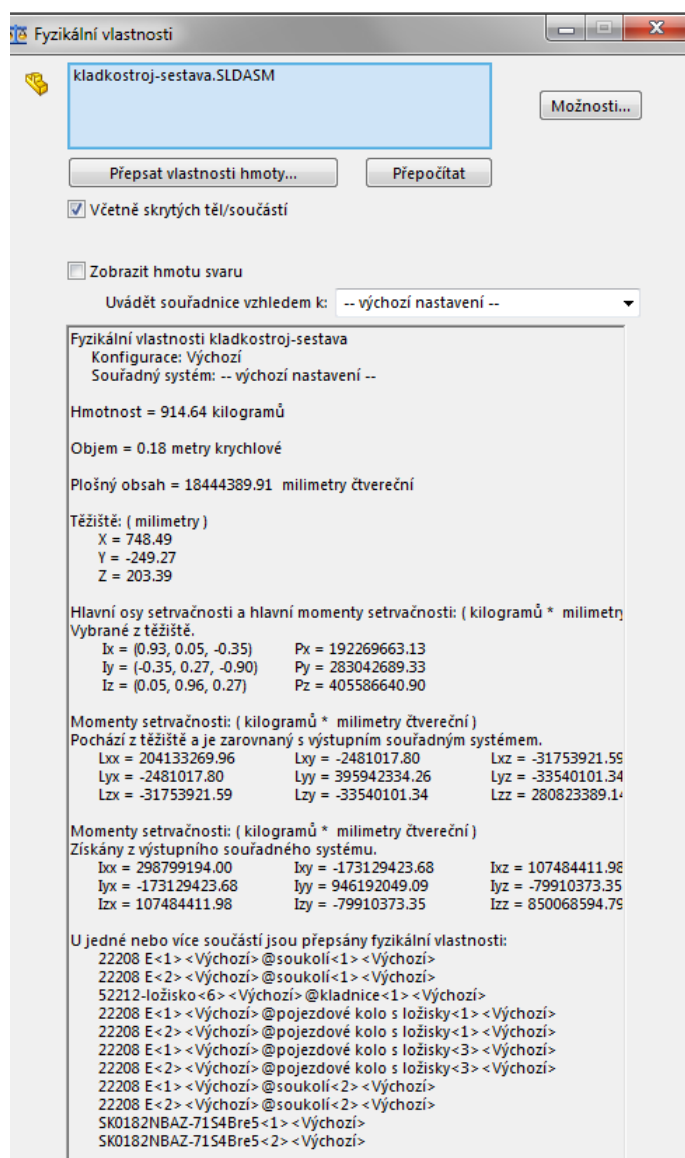
Obrázek 31 Protizávaží



Obrázek 32 Těžiště kladkostroje



Obrázek 33 Těžiště kladkostroje



Obrázek 34 Fyzikální vlastnosti kladkostroje

Z výše uvedeného vyplývá, že hmotnost protizávaží je 213 kg a jeho vzdálenost od osy profilu rámu na straně lanového bubnu jest 728 mm. Hmotnost kladkostroje je 915 kg.

4.3. Otáčky hnacího kola

Zvolená rychlost pojezdu je $v_p = 20$ m/s.

R_K [mm] ... zvolený poloměr pojezdového kola $R_K = 57,5$ [mm] = 0,0575 [m]

$$O_{HK} = 2 \cdot \pi \cdot R_K \quad (4-1)$$

$$O_{HK} = 2 \cdot \pi \cdot 0.0575$$

$$O_{HK} = 0.3611$$

$$n_{HK} = \frac{v_p}{O_K} \quad (4-2)$$

$$n_{HK} = \frac{20}{0.3611}$$

$$n_{HK} = 55.3863 [\text{min}^{-1}]$$

$$n_{SHK} = 56 [\text{min}^{-1}]$$

$$\frac{n_{SHK}}{n_{HK}} = \frac{56}{55,3863} = 1,0111 \rightarrow \text{rozdl} 1,11 [\%]$$

O_{HK} Obvod hnacího kola

n_{HK} Otáčky hnacího kola

n_{SHK} Skutečné otáčky hnacího kola dle zvoleného pohonu

4.4. Síla působící na jedno kolo

$$F_{PK} = \frac{(Q+G) \cdot g}{n_{kol}} = \frac{(5000+915) \cdot 9,81}{4} \quad (4-3)$$

$$F_{PK} = 14\,506,5375 [\text{N}]$$

4.5. Maximální únosnost pojzdového kola

$$f_n = \sqrt[3]{\frac{33,3}{n_{SHK}}} \quad (4-4)$$

$$f_n = \sqrt[3]{\frac{33,3}{56}}$$

$$f_n = 0,8409$$

$$K_{max} = k_{poj} \cdot b_p \cdot D_p \cdot f_n$$

$$K_{max} = 8,8263 \cdot 35 \cdot 115 \cdot 0,844$$

$$K_{max} = 29874,2244[N]$$

k_{poj} [MPa] ... součinitel pojzdového kola závislý na materiálu a druhu provozu

b_p [mm] ... účinná šířka pojzdového kola

D_p [mm] ... zvolený průměr pojzdového kola

f_n [–] ... součinitel počtu otáček pojzdových kol

n_{poj} [s^{-1}] ... otáčky motoru pojzdu

$$F_{PK} < K_{max} \rightarrow \text{navržená kola vyhovují}$$

4.6. Odpor pojíždějících kol

$$T = \frac{F_{gb} + F_{gk}}{R_K} \cdot (e + f_c \cdot r) \cdot \aleph \quad (4-5)$$

$$T = \frac{25751,25 + 8976,15}{57,5 \cdot 10^{-3}} \cdot (0,0007 + 0,015 \cdot 0,020) \cdot 2,15$$

$$T = 1298,5028[N]$$

$$F_{gb} = m_{bl} \cdot g \quad (4-6)$$

$$F_{gb} = 2625 \cdot 9,81$$

$$F_{gb} = 25751,25[N]$$

$$F_{gk} = m_{kl} \cdot g \quad (4-7)$$

$$F_{gk} = 921 \cdot 9,81$$

$$F_{gk} = 8976,15[N]$$

$F_{gb}[N]$... tíha břemene

$F_{gk} [N]$... tíha kladkostroje

$R_K [mm]$... poloměr pojezdového kola $R_K = 0,0575 [m]$

$f_{\xi} [-]$.. součinitel čepového tření pojezdových kol f_{ξ}
= 0,015 (pro uložení na valivých ložiscích)

$e [-]$... součinitel valivého tření $e = 0,0007$

$r [mm]$... poloměr čepu pojezdového kola $r = 0,020 [m]$

$\kappa [-]$ součinitel tření nákolků jeřábové kočky o kolejnice pro valivé uložení κ
= 2,15

4.7. Výkon nutný k pojezdu kladkostroje

$$P_{PO} = \frac{T \cdot v_p}{\eta_{cp} \cdot 60} \quad (4-8)$$

$$P_{PO} = \frac{1298,5028 \cdot 20}{0,9 \cdot 60}$$

$$P_{PO} = 0,4809[kW]$$

Kladkostroj je osazen dvěma motory pojezdu s frekvenčním měničem, který zajišťuje plynulý chod a změnu rychlosti pojezdu. Celkový výkon těchto motorů je pro pojezd kladkostroje dostačující.

4.8. Celková účinnost pojezdu

$$\eta_{PPOJ} = \eta_{PP} \cdot \eta_{OZP}^2 \quad (4-9)$$

$$\eta_{PPOJ} = 0,98 \cdot 0,98^2$$

$$\eta_{PPOJ} = 0,9412$$

$\eta_{OZP} \dots \dots \dots$ účinnost ozubeného převodu = 0,98

4.9. Kontrola motoru pojezdu

Statický moment

$$M_{STP} = \frac{T \cdot R_K}{i_{pzvP} \cdot \eta_{PPOJ}} \quad (4-10)$$

$$M_{STP} = \frac{1298,5028 \cdot 0,0575}{24,55 \cdot 0,9412}$$

$$M_{STP} = 3,2313[Nm]$$

Doba rozběhu

$$t_R = \frac{v_P}{a_R} \quad (4-11)$$

$$t_R = \frac{0,33}{0,2}$$

$$t_R = 1,67[s]$$

$$a_R \dots \dots \dots \text{ zvoleno } 0,2[m \cdot s^{-2}]$$

Síla posouvajících se hmot

$$F_{PH} = (Q + m_k) \cdot \frac{v_p}{60 \cdot t_R} \quad (4-12)$$

$$F_{PH} = (5000 + 915) \cdot \frac{20}{60 \cdot 1,67}$$

$$F_{PH} = 1183[N]$$

Moment posouvajících se hmot

$$M_{PH} = \frac{F_{PH} \cdot R_K}{i_{pzvP} \cdot \eta_{PPOJ}} \quad (4-13)$$

$$M_{PH} = \frac{1183 \cdot 0.0575}{24,55 \cdot 0,9412}$$

$$M_{PH} = 2,9439 [Nm]$$

Moment rotujících hmot

$$M_{zrp} = k_{CP} \frac{J_{MzP} \cdot n_{zP} \cdot \pi}{30 \cdot t_R} \quad (4-14)$$

$$M_{zrp} = 1,5 \cdot \frac{0,010312 \cdot 1375 \cdot \pi}{30 \cdot 1,67}$$

$$M_{zrp} = 1,3363 [Nm]$$

$k_{CP} \dots \dots \dots$ koeficient zahrnující vliv ostatních hmot = 1,5

Rozběhový moment motoru zdvihu

$$M_{roz} = M_{STP} + M_{PH} + M_{zrp} \quad (4-15)$$

$$M_{roz} = 3,2313 + 2,9439 + 1,3363$$

$$M_{roz} = 7,5116 [Nm]$$

Kontrola rozběhového momentu motoru zdvihu

$$M_{mot} \cdot \gamma \geq M_{roz} \quad (4-16)$$

$$2 \cdot 2 \cdot 2,7 \geq 7,5116$$

$$2 \cdot 2 \cdot 2,7 \geq 7,5116$$

$$10,8 \geq 7,5116$$

$\gamma \dots \dots$ momentová přetížitelnost dle výrobce 2,7

Počet motorů 2

Vzhledem k tomu, že kladkostroj je navržen se dvěma motory pojezdu, jejichž maximální výstupní moment je roven 5,4 [Nm], jsou tyto motory vyhovující.

4.10. Výpočet brzdy pohonu

Vzhledem k velikosti rychlosti pohonu, $v_p = 20 [m \cdot s^{-1}] < 36[m \cdot s^{-1}]$, jeřáb nemusí být opatřen brzdou. Brzdná síla je zde zajištěna vlivem pasivních odporů.

Výpočet maximální dráhy zastavení

$$s_{max} = \frac{1,15 \cdot 0,5 \cdot (Q + m_k) \cdot v_p^2}{60^2 \cdot T} \quad (4-17)$$

$$s_{max} = \frac{1,15 \cdot 0,5 \cdot (5000 + 915) \cdot 20^2}{60^2 \cdot 1298,5028}$$

$$s_{max} = 0,0001 [m]$$

Výpočet maximální doby brždění

$$t_{bmax} = \frac{120 \cdot s_{max}}{v_p} \quad (4-18)$$

$$t_{bmax} = \frac{120 \cdot 0,0001}{0,33}$$

$$t_{bmax} = 0,0291 [s]$$

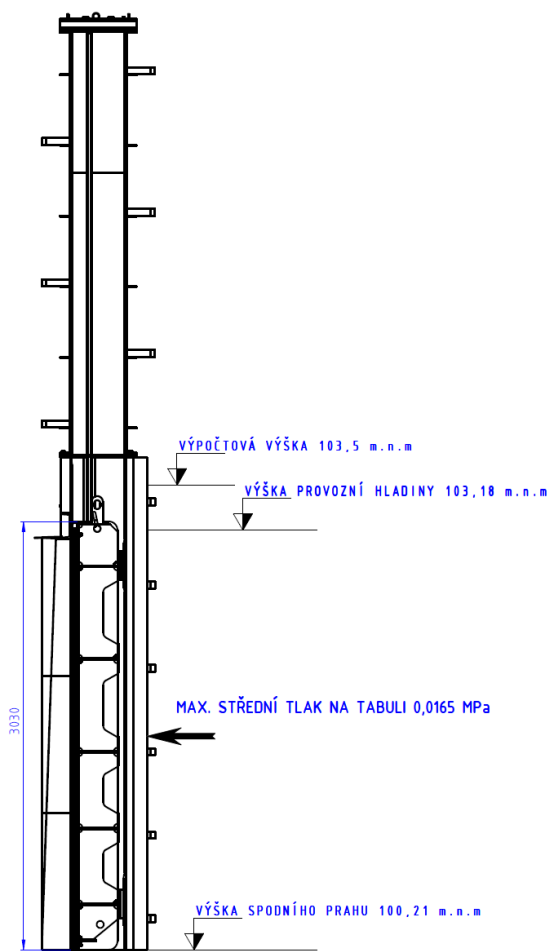
5. Kontrolní výpočet hrazení savky

5.1. Úvod

Hrazení savky je umístěno na výstupu vody ze savky turbíny MVE Tahtakorpu a slouží k zahrazování při kontrole turbíny.

Hlavní technické parametry hrazení savky:

Hmotnost hrazení savky	7 000 kg
Hmotnost tabule hrazení	1 750 kg
Světlá šířka hrazení	2 570 mm
Světlá výška hrazení	6 500 mm
Těsněná šířka	2 200 mm
Těsněná výška	2 910 mm
Šířka tabule	2 490 mm
Výška tabule	3 030 mm
Výpočtová hladina vody	103,50 m.n.m
Provozní hladina vody	103,18 m.n.m
Výšková kóta spodního prahu	100,21 m.n.m
Spád vody ke spodnímu prahu – max. hladina	3,29 m v. sl.
Provozní spád vody ke spodnímu prahu	2,97 m v. sl.
Hmotnost kladkostroje	915 kg



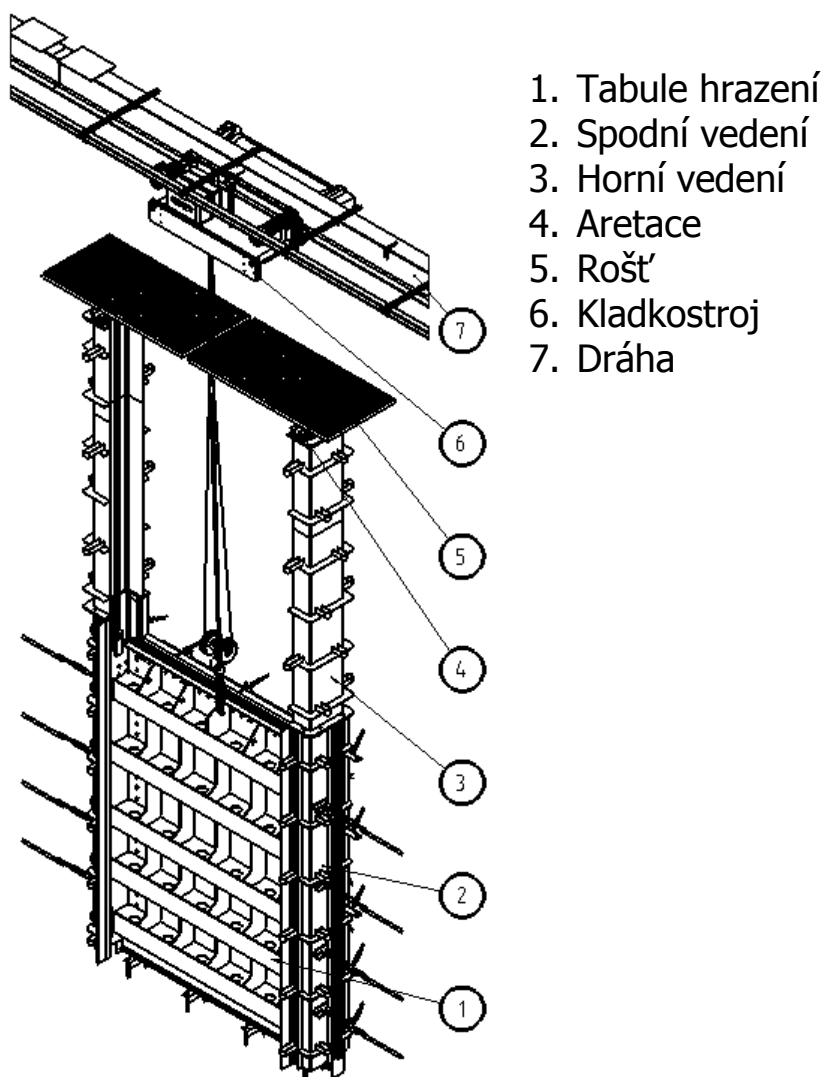
Obrázek 35 Hrazení savky - hladiny

5.2. Popis hrazení savky

Hrazení savky je mechanismus stacionární a je určen k zahrazování vodního toku. Hrazení savky se skládá z 7 základních částí viz obr. 1 :

1. Tabule hrazení – Je svařenec z plechů. Slouží k zahrazování vodního toku. Je opatřena oky pro aretaci a manipulaci. Je opatřena kluzným vedením z ultra vysokomolekulárního polyetylénu (materiál "S"® zelený) a pryžovým těsněním.
2. Spodní vedení – Je svařenec z plechů a profilů. Slouží k vedení a těsnění tabule. Jsou k němu přivařeny výztuže, které jsou proarmovány s armaturou stavby. Po zalití betonem tvoří jeden celek se stavbou.
3. Horní vedení – Je svařenec z plechů a profilů. Slouží jako vedení tabule. Jsou k němu přivařeny výztuže, které jsou proarmovány s armaturou stavby. Po zalití betonem tvoří jeden celek se stavbou.
4. Aretace – Je svařenec z profilů. Slouží k za aretování tabule při provozu turbíny.
5. Rošt – Je svařenec z plechů. Slouží k zakrytí otvoru pro hrazení.

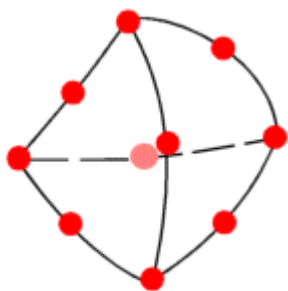
6. Kladkostroj – Je lanový naviják opatřen elektro motorem a pojezdem. Slouží k manipulaci s tabulí při zahrazování a vyhrazování.
7. Dráha kladkostroje – Je ocelová konstrukce z profilů přivařená na nosníky budovy. Slouží k pohybu kladkostroje.



Obrázek 36 Hrazení Savky

5.3. Popis výpočtu

Výpočet byl proveden programem FEM (MKP) SolidWorks Simulation, verze 2012 Sp3. Jedná se o statickou lineární analýzu. Výpočtová síť je tvořena parabolickými tetraedrickými prvky (obr. 2). Tento prvek je definován čtyřmi rohovými uzly, šesti středovými uzly a šesti hranami. Síť je vytvořena pomocí sítě na základě zakřivení, kde největší velikost elementu je 60mm a nejmenší 10mm, počet elementů na kružnici jsem volil 16 a tempo růstu 1,6.



Obrázek 37 Tetraedrický prvek [9]

5.4. Materiálová kritéria

Pro všechny součásti je použita válcovaná ocel S355J2G3 (dle ČSN EN 10025-2). Tato ocel se vyznačuje nízkým obsahem uhlíku, vysokou pevností a zaručenou svařitelností

Znamé hodnoty pro tuto ocel

Mezpevnost v tahu - $R_m = 510 MPa$

Mezpevnost v kluzu - $R_e = 355 MPa$

Poissonova konstanta - $\mu = 0,28$

Modul pružnosti v tahu - $E = 2,1 \times 10^5 MPa$

Modul pružnosti v smyku - $G = 7,9 \times 10^4 MPa$

Dovolené napětí v tahu:

$$\sigma_D = \min\left(\frac{R_m}{3}; \frac{R_e}{2}\right) = \min\left(\frac{510}{3}; \frac{355}{2}\right) = \min(170; 177,5) = 170 MPa$$

Dovolené napětí ve smyku:

$$\tau_D = 0,6 \cdot \sigma_D = 0,6 \cdot 170 = 102 \text{ MPa}$$

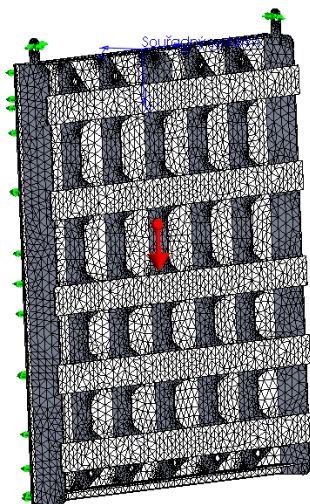
Program FEM zde použitý počítá napětí ve všech hlavních osách nebo kombinované namáhání ve všech uzlech sítě. Proto se pro komplexní posouzení dovoleného kombinovaného napětí používá podmínka HMH (von Mises). Dovolené napětí se spočítá pomocí σ_D a τ_D dle:

$$\sigma_{D,RED} = \sqrt{(\sigma_D^2 + 3 \cdot \tau_D^2)} = \sqrt{(170^2 + 3 \cdot 102^2)} = 245,2 \text{ MPa}$$

5.5. Výsledky výpočtů pro jednotlivé provozní stavy tabule

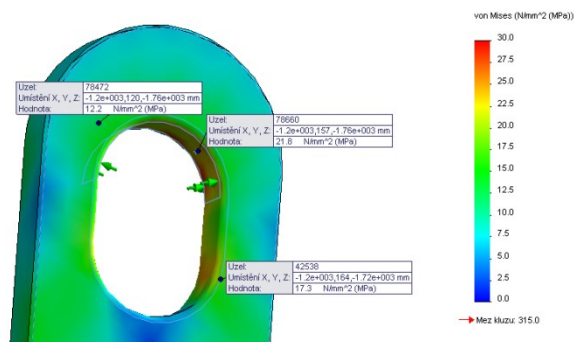
5.5.1. Zatížení vlastní hmotností

Tento zátěžný stav představuje situaci, kdy je tabule hrazení zavěšena na aretaci ve výchozí poloze.

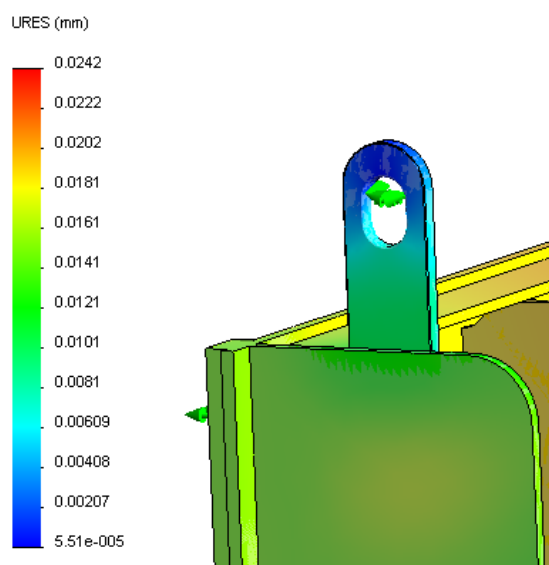


Obrázek 38 Vysíťování model s okrajovými podmínkami

- **Opřeno** – pohyblivě za otvory v aretaci (zeleně)
- **Zatížení** – vlastní hmotností 1 748kg (červeně)



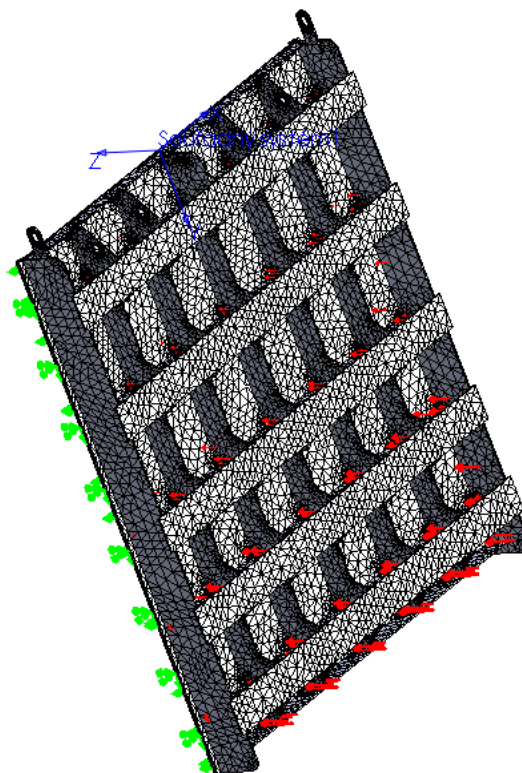
Obrázek 39 Napětí v oku zavěšení v aretaci od vlastní hmotnosti – napětí max. 30 MPa



Obrázek 40 Deformace v oku zavěšení v aretaci od vlastní hmotnosti - deformace max. 0,02mm

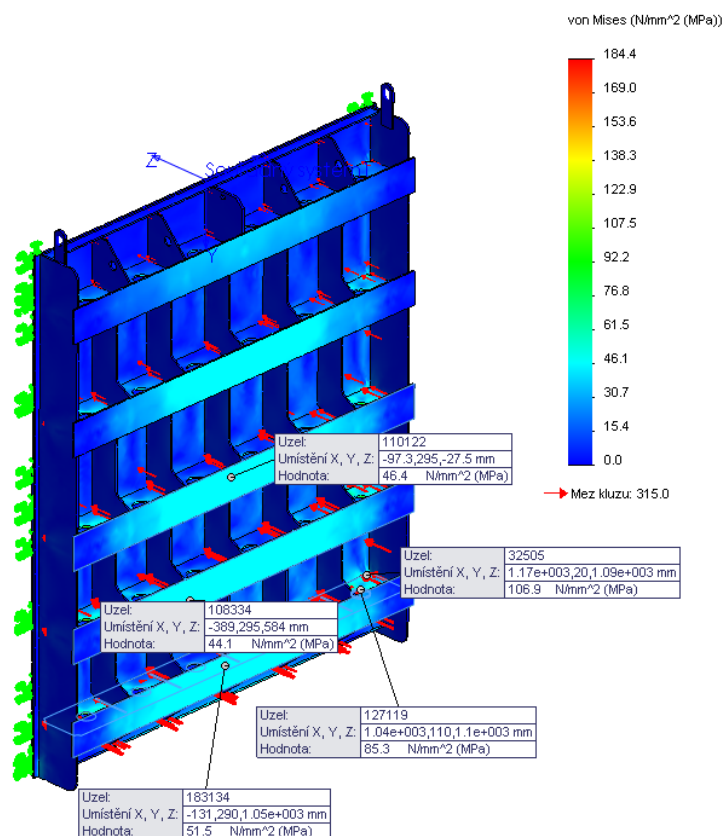
5.5.2. Zatížení od přetlaku vody

Tento zátěžný stav představuje situaci, kdy je tabule spuštěna dolů do vody, voda ze savky je vyčerpána. Výška hladiny nad dolním prahem je uvažována 3,29 m.

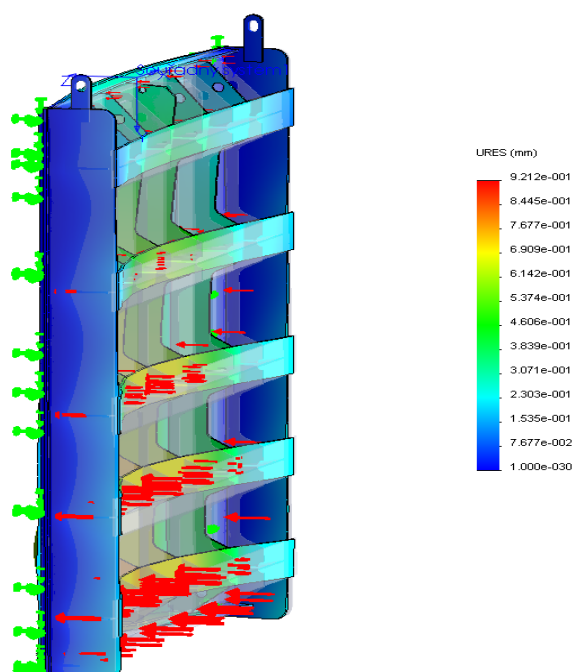


Obrázek 39 Vysíťování model s okrajovými podmínkami

- **Opřeno** – na kluzném vedení (zeleně)
- **Zatížení** – od tlaku vody 32 900N po směru toku (červeně)
(dolní práh 100,21 m.n.m, horní práh 100,23 m.n.m)

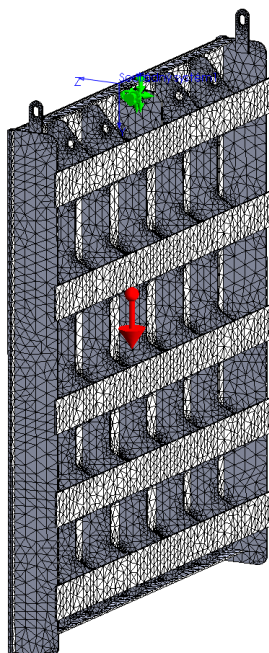


Obrázek 41 Zatížení od tlaku vody – max. napětí 107MPa



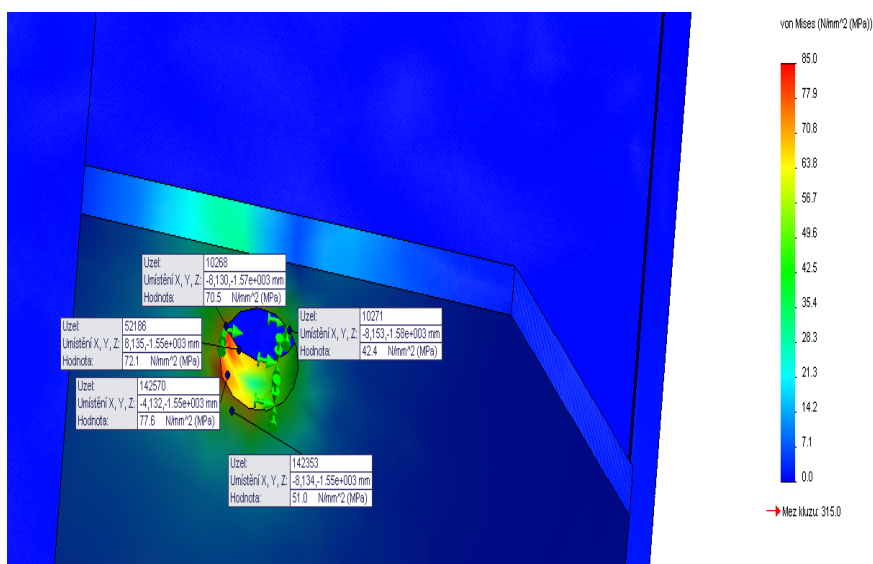
Obrázek 42 Deformace od tlaku vody – max. deformace 0,92mm na dolní hraně tabule

Tento zátěžný stav představuje situaci, kdy je tabule hrazení je vytahována nahoru kladkostrojem a tlak vody ji přitlačuje k spodnímu vedení v zahrazené poloze, hladiny jsou vyrovnané.

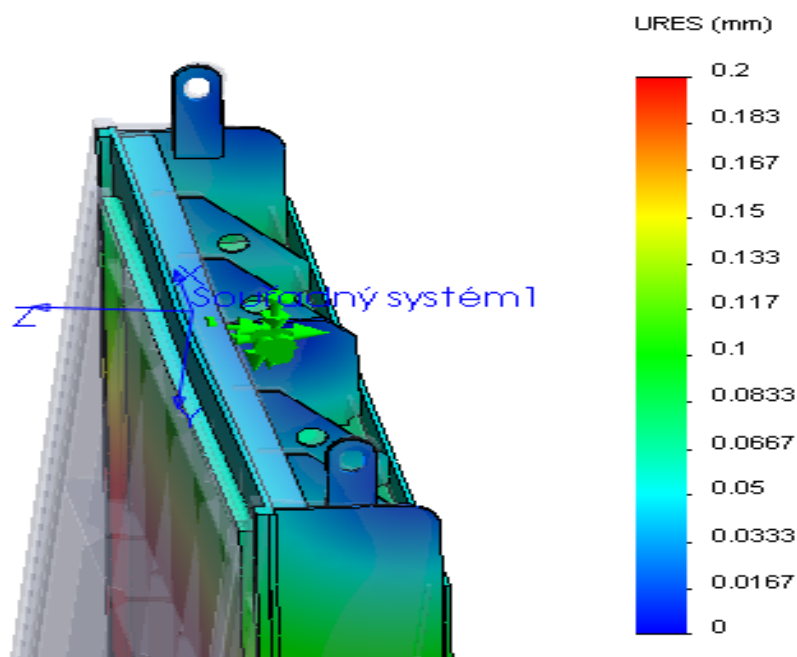


Obrázek 43 Vysíťování model s okrajovými podmínkami

- **Opřeno** – pohyblivě za otvory v oku pro závěsní třmen (zeleně)
- **Zatížení** – vlastní hmotností 1 748kg (červeně)



Obrázek 44 Zatížení při manipulaci s tabulí –napětí v oku pro uchycení závěsného třmenu max. 85MPa

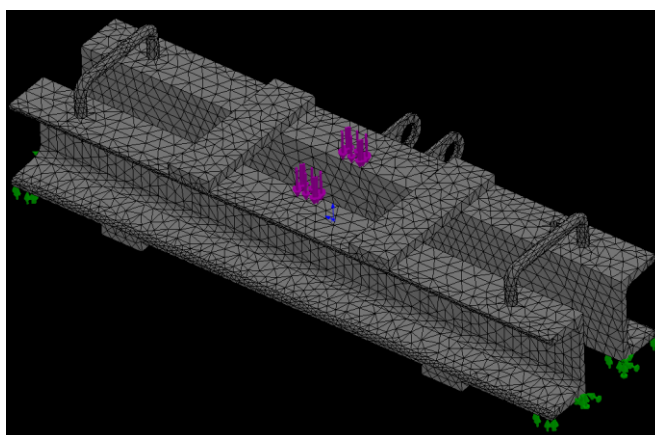


Obrázek 45 Deformace při manipulaci s tabulí – deformace v oku pro uchycení závěsného třmenu max. 0,2mm

5.6. Výsledky výpočtů aretace

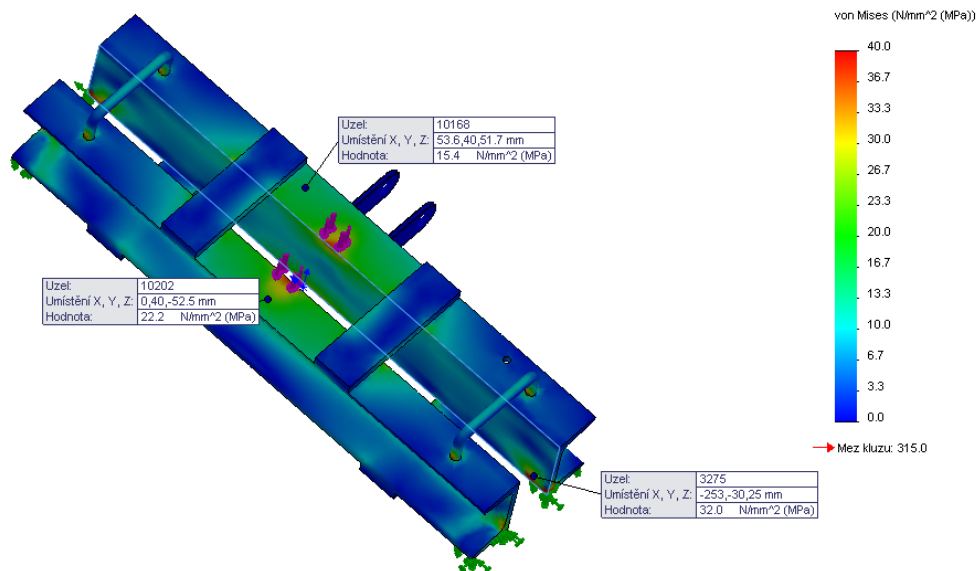
5.6.1. Zatížení od hmotnosti tabule

Tento zátěžný stav představuje situaci, kdy je tabule hrazení zavěšena na aretaci.

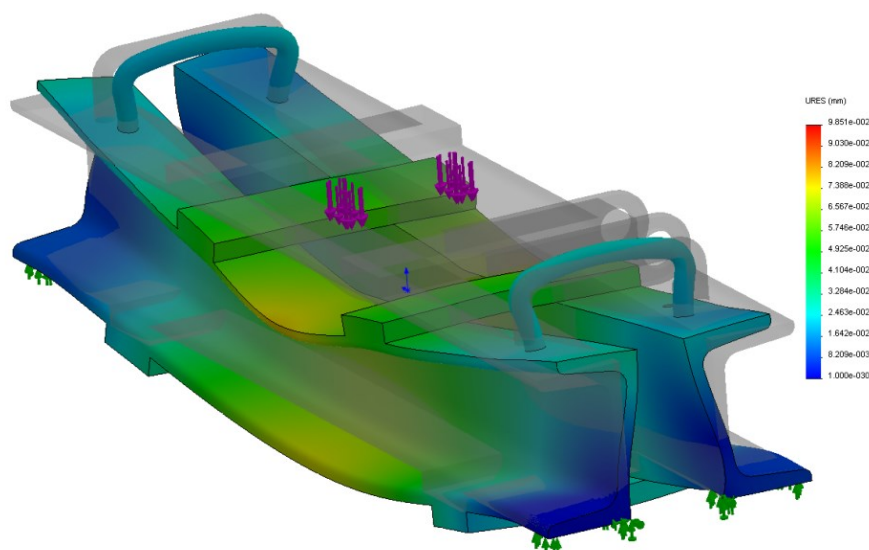


Obrázek 46 Vysíťování model s okrajovými podmínkami

- **Opřeno** – pohyblivě podepřen na horním vedení (zeleně)
- **Zatížení** – od vlastní hmotnosti tabule 1 748kg (fialově)



Obrázek 47 Zatížení od vlastní hmotnosti tabule – max. napětí 40MPa

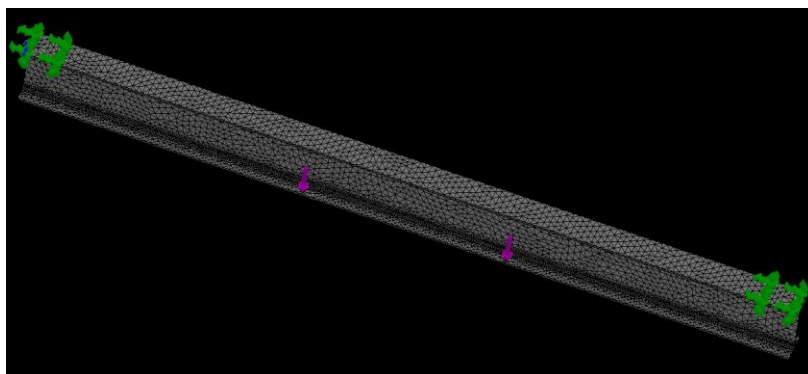


Obrázek 48 Deformace zavěšení tabule – max. deformace 0,1mm

5.7. Výsledky výpočtů dráhy kladkostroje

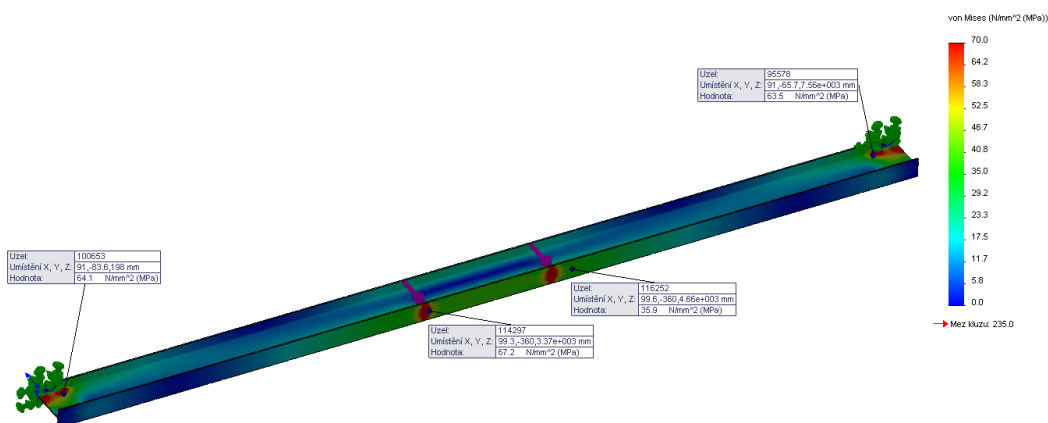
5.7.1. Zatížení od hmotnosti kladkostroje

Tento zátěžný stav představuje situaci, kdy je kladkostroj bez tabule a působí vlastní hmotností na nosník dráhy.

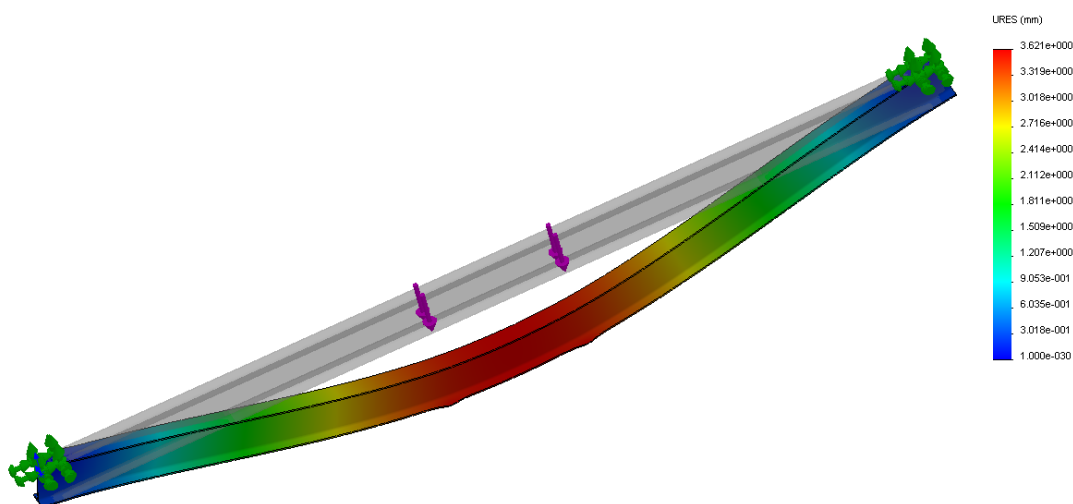


Obrázek 49 Vysíťování model s okrajovými podmínkami

- **Opřeno** – pevně svařen s nosníky budovy (zeleně)
- **Zatížení** – vlastní hmotností kladkostroje 415kg (fialově)



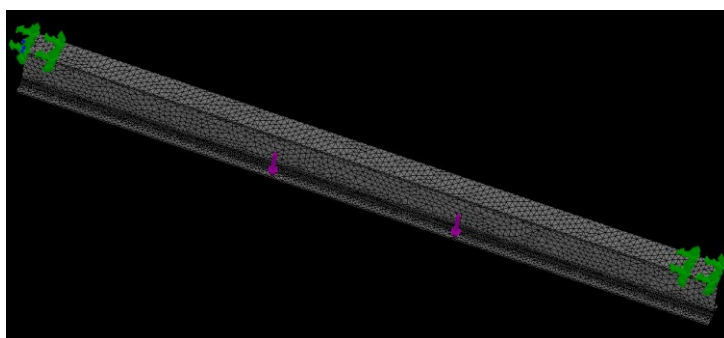
Obrázek 50 Zatížení hmotností kladkostroje



Obrázek 51 Deformace hmotnosti kladkostroje – deformace max. 3,7 mm

5.8. Zatížení hmotností kladkostroje a tabule

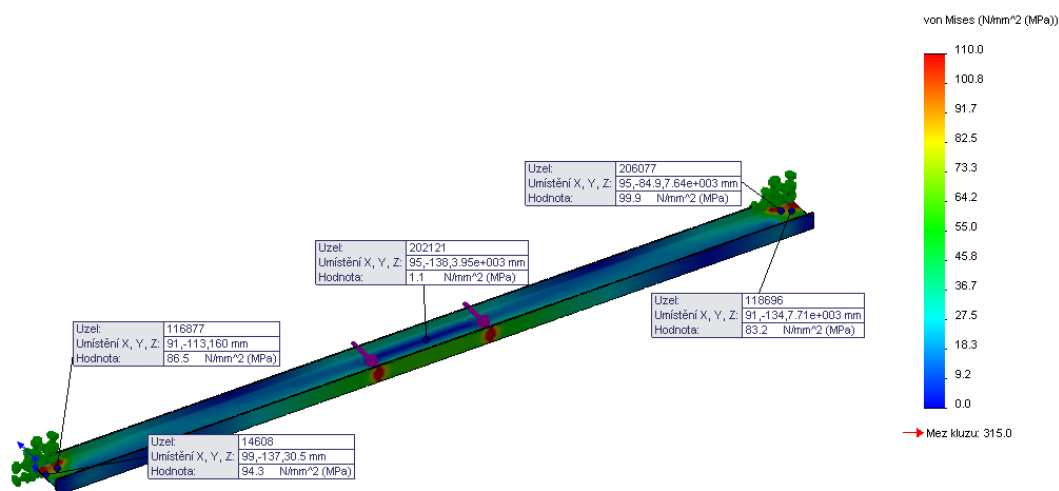
Tento zátěžný stav představuje situaci, kdy je kladkostroj vytahuje zahrazenou tabuli z drážky hrazení



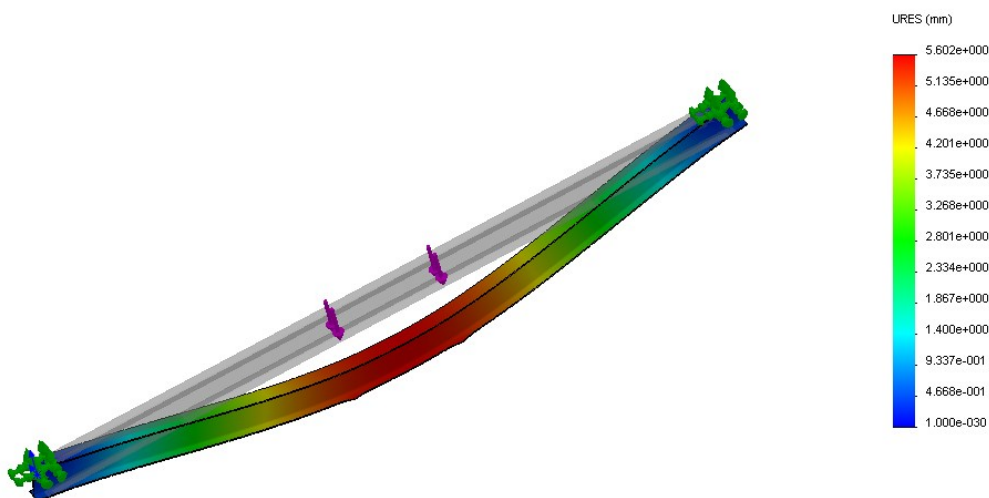
Obrázek 52 Vysíťování model s okrajovými podmínkami

Opřeno – pevně svařen s nosníky budovy (zeleně)

Zatížení – vlastní hmotností kladkostroje, hmotnost tabule a třecí síla 72 625 N (fialově)



Obrázek 53 Zatížení hmotnosti kladkostroje a tabule – napětí max. 110MPa



Obrázek 54 Deformace hmotnosti kladkostroje a tabule – deformace max. 5,6 mm

5.9. Shrnutí výsledků

5.9.1. Výsledky výpočtů tabule

Případ zatížení	Max. Napětí [MPa]	Max. Deformace [mm]	Síla Tahová [kN]	Síla Tlaková [kN]
5.1	30	0,2	17,48	-
5.2	107	1	-	32,94
5.3	85	0,2	17,48	-

Tabulka 7 Výsledky výpočtů tabule

Všechny hodnoty napětí vychází menší než $\sigma_{D,RED} = 245,2 \text{ MPa} \Rightarrow$ Pro dané zátěžné stavy konstrukce z pevnostního hlediska vyhovuje.

5.9.2. Výsledky výpočtů aretace

Případ zatížení	Max. Napětí [MPa]	Max. Deformace [mm]	Síla Tahová [kN]
6.1	40	0,1	17,48

Tabulka 8 Výsledky výpočtů aretace

Všechny hodnoty napětí vychází menší než $\sigma_{D,RED} = 245,2 \text{ MPa} \Rightarrow$ Pro dané zátěžné stavy konstrukce z pevnostního hlediska vyhovuje.

5.9.3. Výsledky výpočtů nosníku

Případ zatížení	Max. Napětí [MPa]	Max. Deformace [mm]	Síla Tahová [kN]
7.1	70	3,7	32
7.2	110	5,6	48,49

Tabulka 9 Výpočty nosníků

Všechny hodnoty napětí vychází menší než $\sigma_{D,RED} = 245,2 \text{ MPa} \Rightarrow$ Pro dané zátěžné stavy konstrukce z pevnostního hlediska vyhovuje.

Vzdálenost podpor nosníku je 6 000 mm. Dovolенý průhyb je 6 mm. Vyhovuje.

6. Závěr

Cílem této práce bylo navržení ocelového lana a ostatních komponent zdvihacího a pojezdového mechanismu kladkostroje.

Bylo zvoleno lano o průměru 9 [mm] o jmenovité pevnosti 1940[MPa]. Pro zadanou výšku zdvihu kladkostroje je potřeba 42 [m] tohoto lana. Dále jsem se zabýval návrhovým a kontrolním výpočtem lanového bubnu. Mnou navržený buben má průměr 315[mm]. Celková délka bubnu je 1250 [mm]. Lano je k bubnu přichyceno pomocí lanových přídržek přišroubovaných šrouby M16 k plášti bubnu. Z pevnostního hlediska jsem zkontroloval plášť i čelo bubnu a také hřídel, přes který je buben poháněn. Součástí lanového bubnu jsou dva čepy, které jsou navařeny na čela bubnu. Na jedné straně je čep uložen v ložiskovém domku, který je přichycen na rám kladkostroje a na straně druhé je čep nasunut do duté hřídele ploché převodovky elektromotoru zdvihu. V případě ložiskového domku jsem zvolil uložení na dvouřadém soudečkovém ložisku. Při návrhu mechanismu zdvihu jsem se rozhodl pro variantu elektromotoru s plochou převodovkou, jehož příruba je opatřena závitovými otvory, pomocí kterých je motor s převodovkou připevněn k rámu. Převodový elektromotor jsem poptal dle vypočítaného rozměru bubnu a rychlosti zdvihu u firmy NORD. U elektromotoru jsem následně zkontroloval jak rozběhový, tak brzdicí moment, přičemž v obou případech kontrola vyšla.

Dalším bodem této práce byl návrh pojezdového ústrojí. Z možných variant byl zvolen opět elektromotor s plochou převodovkou. Z důvodu nemožnosti spojení protějsích kol (kola jezdí po profilu IPE) hřídelí, je nutné pohánět obě „nápravy“ kladkostroje pomocí dvojice elektromotorů zapojených v serii, jejich plynulý chod je zajišťován frekvenčním měničem.

Nejprve bylo nutno určit rozložení tíhy kladkostroje vůči pojezdovým kolům a navrhnout protizávaží, v dalším kroku provést rozbor zatěžovacích stavů pojezdových kol vzhledem k výšce břemene a kola následně zkontrolovat na maximální tlak. Pojezdová kola mají průměr 115[mm], šířku 35[mm] a budou uložena na dvou dvouřadých soudečkových ložiscích. Pro pohon pojezdu byly zvoleny převodové elektromotory s plochou převodovkou o výkonu 0,25[kW], které zajistí minimální odchylku od požadované rychlosti pojezdu 20 m/min. U tohoto elektromotoru jsem provedl kontrolu rozběhového momentu.

Provedené kontroly jednotlivých částí kladkostroje ukázaly, že je možné jejich použití. Kladkostroj sestavený z uvedených součástí může být bezpečně uveden do provozu.

Při návrhu jeřábu savky jsem vycházel z kladkostroje, který se reálně nachází na malé vodní elektrárně Tahtakorpu v Ázerbájdžánu.

7. Seznam obrázků

Obrázek 1 Stavební výtah [13].....	10
Obrázek 2 Rozdělení kladkostrojů [14]	11
Obrázek 3 Ruční kladkostroj [15]	11
Obrázek 4 Mostový jeřáb Demag [16]	12
Obrázek 5 Kladkostroj lanový [17].....	13
Obrázek 6 Kladkostroj řetězový [18]	13
Obrázek 7 Pevná kladka [19]	14
Obrázek 8 Volná kladka [19]	15
Obrázek 9 Ruční pojezd [20]	16
Obrázek 10 Kladkostroj Giga [10].....	18
Obrázek 11 Kladkostroj Elmot CVAT [12].....	19
Obrázek 12 Kladkostroj Giga GHM 3201 [10].....	20
Obrázek 13 Převod kladkostroje [22]	23
Obrázek 14 Průřez lana [23]	26
Obrázek 15 Ložisko vodící kladky	28
Obrázek 16 Vodící kladka.....	29
Obrázek 17 Ložisko - hák	30
Obrázek 18 Kladnice-výpočet.....	31
Obrázek 19 Kladnice výpočet-Statická analýza -Napětí.....	33
Obrázek 20 Kladnice výpočet-Statická analýza -Posunutí	34
Obrázek 21 Navržená kladnice	35
Obrázek 22 Řez vyrovnávací kladka.....	37
Obrázek 23 Síly na plášti bubnu	44
Obrázek 24 Ložisko bubnu	47
Obrázek 25 Příložka [10]	48
Obrázek 26 Rozteč příložek [10]	50
Obrázek 27 Schéma mechanismu zdvihu	53
Obrázek 28 Schéma mechanismu pojezdu.....	58
Obrázek 29 Protizávaží	58
Obrázek 30 Protizávaží vlastnosti	59
Obrázek 31 Protizávaží	59
Obrázek 32 Těžiště kladkostroje	60
Obrázek 33 Těžiště kladkostroje	61
Obrázek 34 Fyzikální vlastnosti kladkostroje	61
Obrázek 35 Hrazení savky - hladiny	69
Obrázek 36 Hrazení Savky.....	70
Obrázek 37 Tetraedrický prvek [9].....	71
Obrázek 38 Vysíťování model s okrajovými podmínkami	72
Obrázek 39 Napětí v oku zavěšení v aretaci od vlastní hmotnosti – napětí max. 30 MPa.....	73
Obrázek 40 Deformace v oku zavěšení v aretaci od vlastní hmotnosti - deformace max. 0,02mm	73

Obrázek 41 Zatížení od tlaku vody – max. napětí 107MPa	75
Obrázek 42 Deformace od tlaku vody – max. deformace 0,92mm na dolní hraně tabule	75
Obrázek 43 Vysíťování model s okrajovými podmínkami	76
Obrázek 44 Zatížení při manipulaci s tabulí –napětí v oku pro uchycení závěsného třmenu max. 85MPa	76
Obrázek 45 Deformace při manipulaci s tabulí – deformace v oku pro uchycení závěsného třmenu max. 0,2mm.....	77
Obrázek 46 Vysíťování model s okrajovými podmínkami	77
Obrázek 47 Zatížení od vlastní hmotnosti tabule – max. napětí 40MPa.....	78
Obrázek 48 Deformace zavěšení tabule – max. deformace 0,1mm	78
Obrázek 49 Vysíťování model s okrajovými podmínkami	79
Obrázek 50 Zatížení hmotností kladkostroje	79
Obrázek 51 Deformace hmotnosti kladkostroje – deformace max. 3,7 mm.....	80
Obrázek 52 Vysíťování model s okrajovými podmínkami	80
Obrázek 53 Zatížení hmotností kladkostroje a tabule – napětí max. 110MPa.....	81
Obrázek 54 Deformace hmotností kladkostroje a tabule – deformace max. 5,6 mm	81

8. Použitá zdroje

- [1] Jeřáby 1 - Prof. Dr. Ing. František Remta, DrSc. , Prof. Ing. Ladislav Kupka , Prof. Ing. František Dražan., SNTL 1974
- [2] Jeřáby 2 - Prof. Dr. Ing. František Remta, DrSc. , Prof. Ing. Ladislav Kupka , Prof. Ing. František Dražan a kol., SNTL 1975
- [3] Jeřáby 3 - Prof. Dr. Ing. František Remta, DrSc. , Prof. Ing. Ladislav Kupka a kol., SNTL 1961
- [4] Jeřáby - Prof. Ing. Ladislav Kupka , Prof. Ing. František Dražan a kol., SNTL 1975
- [5] Základy konstruování – výběr norem pro konstrukční cvičení – Ing. Pavel Svoboda, Csc., Ing. Jan Brandejs, Csc., Ing. Robert Kovařík, Ing. Evžen Sobek , CERM 2001
- [6] Základy konstruování – návody pro konstrukční cvičení – Ing. Pavel Svoboda, Csc., Ing. Jan Brandejs, Csc., Ing. Jiří Dvořáček, Ing. Evžen Sobek , Ing. Pavel Mazal, Csc. CERM 2004
- [7] Leinveber, J, Vávra, P.: Strojnické tabulky, pro školy technického zaměření. Úvaly Albra 2003
- [8] SKF Bearing Calculator [on- line]. Dostupné z: <http://www.skf.com/cz/knowledge-centre/engineering-tools/skfbearingcalculator.html>
- [9] http://help.solidworks.com/2012/Czech/SolidWorks/cosmosxpresshelp/c_Why_Analyze_.htm
- [10] <http://www.gigasro.cz/>
- [11] SHIGLEY, Joseph, MISCHKE, Charles, BUDYNAS, Richard. Mechanical Engineering Design. 7.vydání. Boston: McGraw-Hill, 2004. 1030 s. ISBN 0-07-252036-1.
- [12] <http://www.kc-spektr.ru/produktsiya/tali-bolgarii>
- [13] <http://www.asb-portal.cz/fotogalerie/stavebnictvi/realizace-staveb-pomoci-stavebnich-vytahu-fotoalbum/realizace-staveb-pomoci-stavebnich-vytahu-1>
- [14] Rozdělení kladkostrojů <http://www.vedanasbavi.cz/orisek-jednoduche-stroje-1>
- [15] <http://www.hobynaradi.cz/cs/Kladkostroje/24456-retezovy-kladkostroj-2000-kg-gude-55104.html>
- [16] <http://www.demag.sk/mostove-zeriavy-fotogaleria/>
- [17] [http://www.altosystems.cz/171-elektricky_lanovy_kladkostroj_ygk-e_-do_15.000_kg%20-%20!prettyPhoto\[foto\]/0/](http://www.altosystems.cz/171-elektricky_lanovy_kladkostroj_ygk-e_-do_15.000_kg%20-%20!prettyPhoto[foto]/0/)
- [18] <http://www.jass.cz/produkty-17/kladkostroje-swf-13/>
- [19] <http://cs.wikipedia.org/wiki/Kladka>
- [20] http://www.altosystems.cz/139-rucni_a_volny_pojezd_vlhp_a_vlhg_-do_6.000_kg
- [21] <http://www.abm-antriebe.de/>
- [22] http://old.uk.fme.vutbr.cz/kestazeni/6C2/prednasky/prednaska12_6c2.pdf
- [23] <http://www.ocelovalana.cz/cz/m/ocelova-lana/>
- [24] http://www.hasicihustejnet.eu/data/1rocnik/stroje_a_zarizeni/public/strojnicke-tabulky.pdf

9. Použité normy

ČSN 00 0475 Velikosti koutových svarů
ČSN 01 4201 Soustava tolerancí a uložení ISO –Základní tolerance a základní úchytky
ČSN 01 4942 Drážková spojení rovno-boká
ČSN 01 4960 Zápichy
ČSN 02 1034 Výběhy vnitřního metrického závitu
ČSN 02 1050 Díry pro šrouby
ČSN 02 1401 Přesné šestihranné matice
ČSN 02 1411 Korunové matice
ČSN 02 1702 Podložky pro šrouby se šestihrannou hlavou
ČSN 02 1781 Závlačky
ČSN 02 1915 Zátky s válcovým závitem
ČSN 02 2507 Pera a drážky – přiřazení k hřídelům
ČSN 02 2562 Pera těsná
ČSN 02 2703 Pojistné desky hřídelů
ČSN 27 0100 Výpočet ocelových lan pro jeřáby a zdvihadla
ČSN 27 0103 Navrhování ocelových konstrukcí jeřábů
ČSN 27 1820 Kladky a bubny pro ocelová lana
ČSN 27 1902 Jednoduché kované háky s dřikem
ČSN 02 2930 Pojistné kroužky pro hřídele
ČSN 02 2931 Pojistné kroužky pro díry
ČSN 01 4608 Převody ozubenými koly
ČSN 01 4013 Metrické závity
ČSN 02 4620 Uložení ložisek a technické požadavky na úložné plochy
ČSN 02 4630 Kuličková ložiska jednořadá
ČSN 02 4630 Kuličková ložiska jednořadá utěsněná
ČSN 02 4705 Soudečková ložiska
ČSN 02 7421 Mazací hlavice
ČSN 02 7486 Kruhové olejoznaky
ČSN 02 9310 Těsnící kroužky ploché
ČSN 02 9401 Hřídelová těsnění
ČSN 13 7964 Závitové zátky s metrickým závitem
ČSN 42 5301 Plechy ocelové tenké tř 10 a 11
ČSN 42 5310 Plechy ocelové tlusté tř 10 a 11
ČSN 42 5715 Trubky ocelové bezešvé válcované za tepla nebo za studena
ČSN 42 6510 Tyče kruhové tažené za studena
ČSN EN 12385-4 Ocelová drátěná lana pro všeobecné zdvihací účely
ČSN ISO 4301-5 Klasifikace – mostové a portálové jeřáby
ČSN ISO 4308-1 Jeřáby a zdvihací zařízení – výběr ocelových lan
ČSN 02 4705- Dvouřadá soudečková ložiska

10. Přílohy

KLA001000000-KLADKOSTROJ –SESTAVA

KLA001001000-KLADNICE-SESTAVA

KLA001002000-RÁM-SESTAVA

KLA001002003-Čep dlouhý

KLA001002004-Čep krátký

KLA001002005-Držák buben

KLA001002006-Žebro

KLA001002007-Držák buben-ložisko

KLA001002008-Trubka-závaží

KLA001002009-Závaží